

✱ Banque filière PT ✱

## Epreuve de Sciences Industrielles B

Durée 6 h

Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, d'une part il le signale au chef de salle, d'autre part il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

---

### Composition du sujet :

- 1 cahier de 26 pages de texte, numérotées de T1/26 à T26/26 ;
- 16 documents format A4, intitulés « Document  $i$  », avec  $i \in \{1, 2, \dots, 17\}$  définis dans les pages D1/17 à D17/17 ;
- 3 feuilles format A3 pliées, imprimées recto verso, respectivement intitulées « Notice justificative 1/3 », « Notice justificative 2/3 », « Notice justificative 3/3 » à rendre en fin d'épreuve ;
- 2 feuilles de calque format A3, pré imprimées, intitulées « Calque n°1 » et « Calque n°2 » à rendre en fin d'épreuve ;
- 2 feuilles format A4, intitulées « Dessin pour réponses n°1 » et « Dessin pour réponses n°2 », à rendre en fin d'épreuve.

**TOUTE AUTRE DOCUMENTATION EST INTERDITE**

Matériel autorisé : tous instruments usuels du dessinateur.

**LES CALCULATRICES SONT AUTORISEES.  
LES AGENDAS ELECTRONIQUES ET LES TELEPHONES PORTABLES SONT  
INTERDITS**

Gestion du temps : En admettant une durée d'une heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer 2 h 30 min pour la réponse aux questions de la notice et 2 h 30 min au tracé des dessins.

---

# ETUDE D'UN SYSTEME D'ENTRAINEMENT D'UNE BROCHE DE FRAISAGE

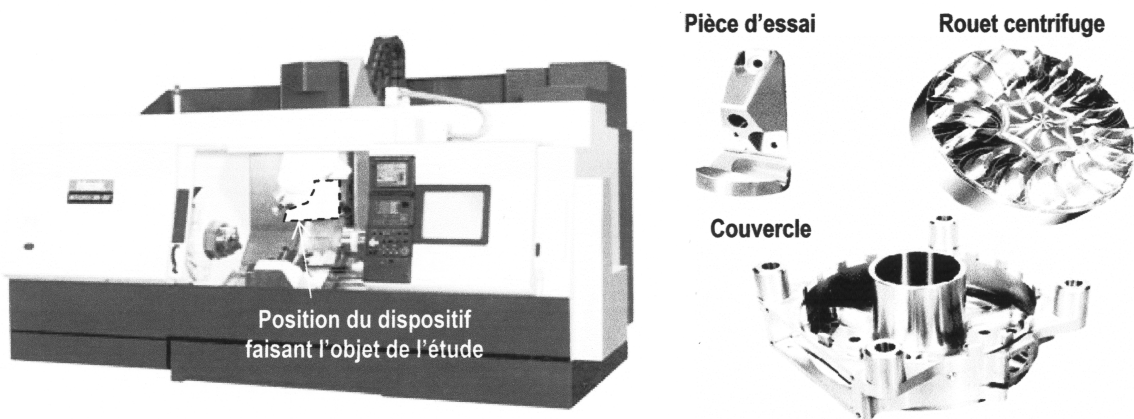
## A - Cahier des Charges Fonctionnel (*Extraits*)

### A.1 – Présentation du problème

#### A.1-1 Le Contexte du sujet

Avec l'ouverture des frontières et la concurrence grandissante, la plupart des entreprises (secteur de l'automobile, secteur aéronautique, secteurs de la plasturgie et du moule,...) ont besoin d'améliorer, d'augmenter voire de diversifier leurs offres. Elles ont donc compris tout l'intérêt d'investir dans des techniques de pointe qui permettent de répondre à ces besoins comme par exemple l'Usinage à Grande Vitesse (UGV) ou bien encore les machines multifonctions.

C'est dans ce contexte qu'un grand constructeur de machine outil propose des centres de tournage fraisage 5 axes<sup>1</sup>. Ainsi des pièces qui nécessitent normalement l'emploi de centres d'usinage verticaux et horizontaux peuvent maintenant être usinées en totalité par une seule machine et parfois en une seule prise de pièce avec une efficacité et une précision sans égales. La **figure 1**, page T2/26, illustre ce type de machine outil et quelques applications d'usinage.



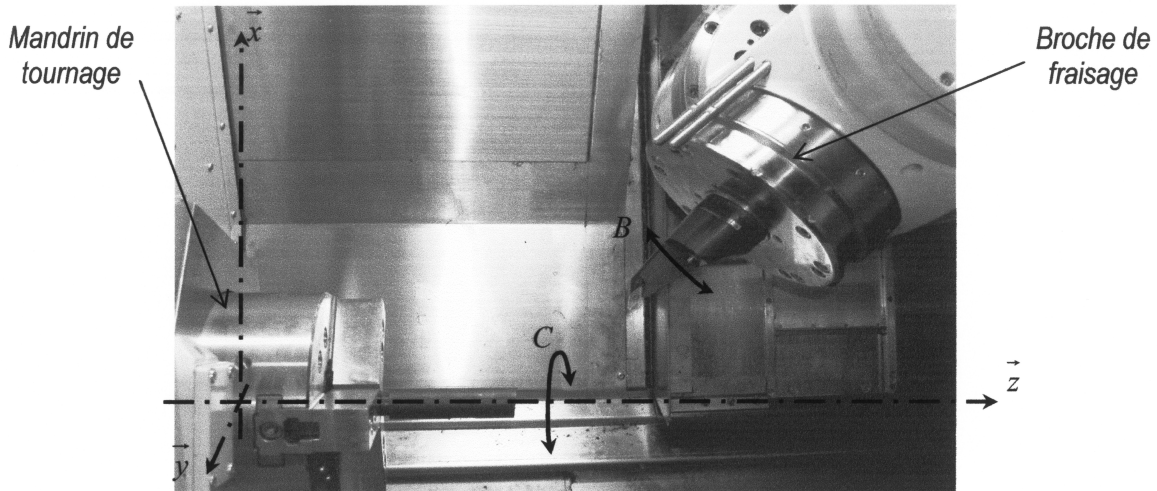
**Figure 1 - Centre de tournage fraisage 5 axes**

Naturellement, le constructeur attache une attention particulière à la précision de la machine qu'il conçoit entièrement et commercialise. Il cherche donc à innover constamment et ces innovations passent entre autres par :

- L'amélioration des systèmes de prise de pièce et des systèmes de changement rapide d'outil ;
- L'amélioration des dispositifs de maintenance de la machine (maintenance plus rapide, maintenance plus simple,...) ;
- L'augmentation du volume usinable par l'évolution de la cinématique machine ;
- L'amélioration de l'accessibilité machine ;
- L'utilisation de broches de plus en plus puissantes ;
- L'amélioration de la dynamique et de la précision des axes de déplacement de la machine ;
- Etc.

<sup>1</sup> Il est rappelé qu'un axe de déplacement est asservi à la fois en vitesse et en position

C'est le dernier point cité qui nous intéresse particulièrement dans ce sujet. En effet, le travail proposé dans ce sujet se focalise sur le système de mise en position angulaire de la broche de fraisage. La **figure 2, page T3/26** présente l'architecture du centre de tournage fraisage 5 axes et la position de la broche de fraisage dans la machine. Les 3 axes de translation sont  $\vec{x}$ ,  $\vec{y}$  et  $\vec{z}$  et les deux autres axes sont les axes de rotation B et C respectivement autour des axes  $\vec{y}$  et  $\vec{z}$ .

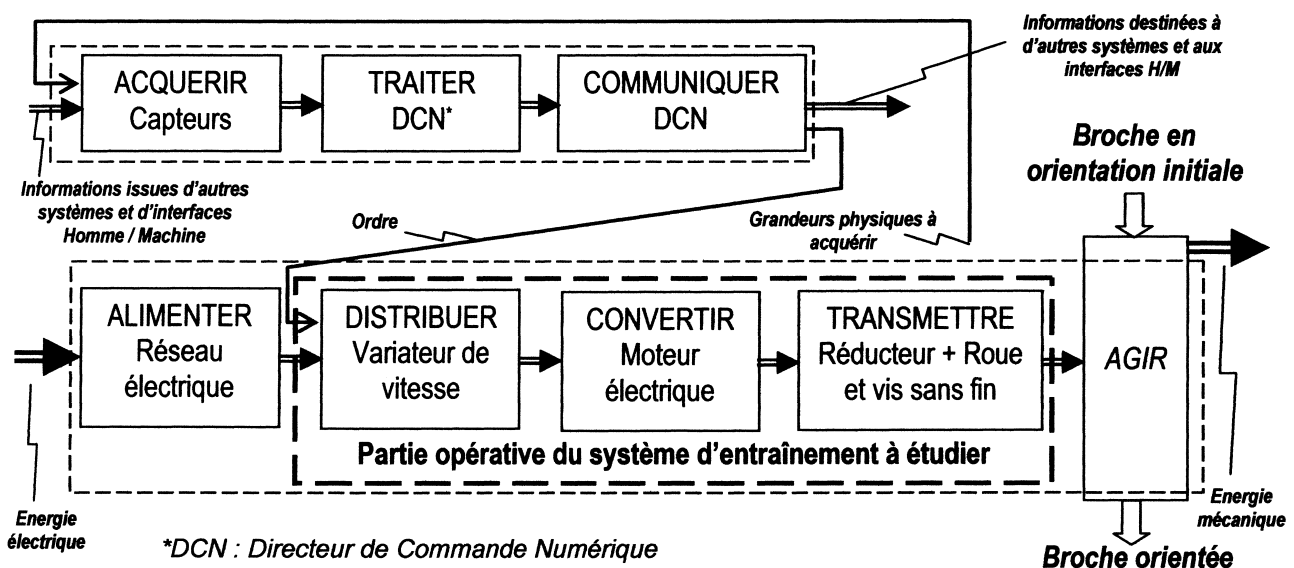


**Figure 2 - Définition des axes de translation et de rotation du centre de tournage fraisage**

### A.1-2 Le produit à concevoir : système d'entraînement motorisé de la broche de fraisage

Le constructeur, souhaitant améliorer la robustesse et la précision du déplacement angulaire de la broche de fraisage envisage d'intégrer un système d'entraînement à roue et vis sans fin reprenant ainsi le principe utilisé dans de nombreuses machines outils. En intégrant ce système, le constructeur souhaite apporter une grande rigidité à la transmission et permettre une indexation très précise de la broche en vue d'applications spécifiques.

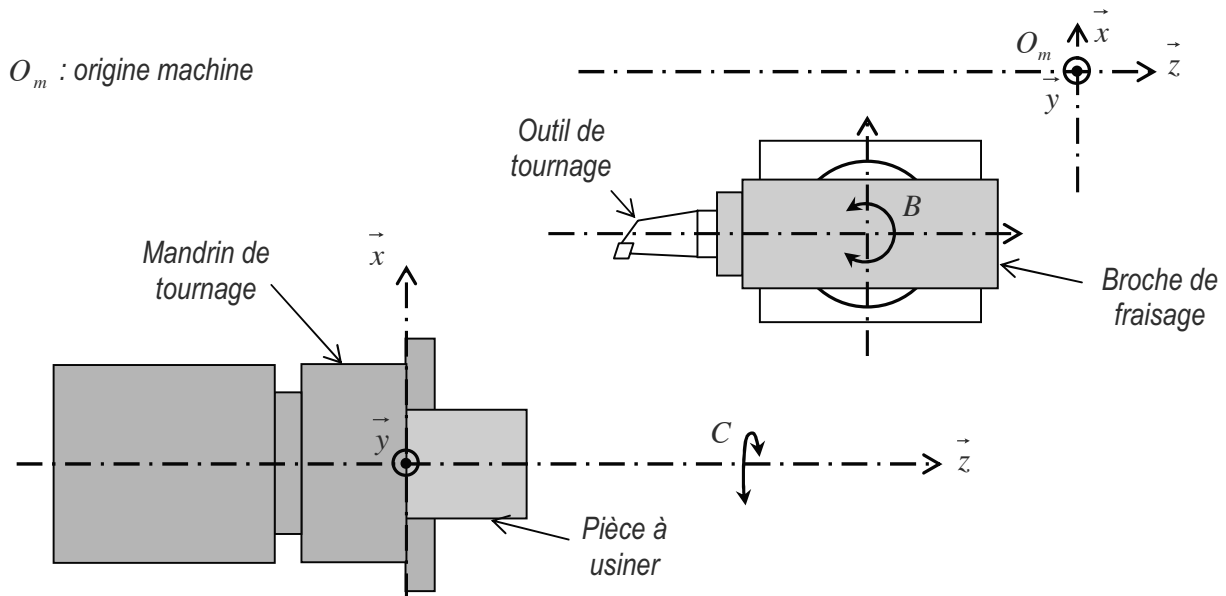
Le système d'entraînement étudié est donc constitué d'un moteur, d'un étage de réduction de vitesse et d'un dispositif de transformation de mouvement. L'énergie électrique fournie au moteur est ainsi convertie en énergie mécanique. L'énergie mécanique est transmise via l'étage de réduction et le système de transmission de mouvement (**figure 3, page T3/26**).



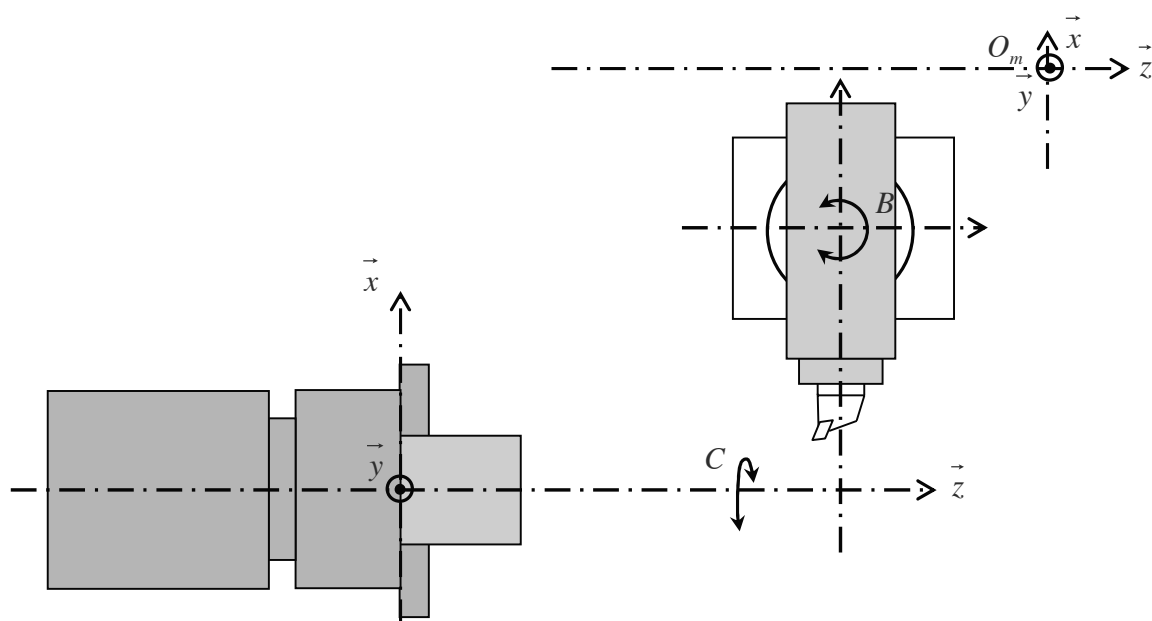
**Figure 3 - Agencement des principaux sous-ensembles du vérin à étudier : chaîne d'énergie**

Le système d'entraînement par roue et vis sans fin à concevoir doit permettre l'orientation précise de la broche de fraisage autour de l'axe  $\vec{y}$  de la machine. Son rapport de transmission permettra à l'axe B des positionnements et des indexations par très petits incréments.

La broche de fraisage (en rotation autour de l'axe  $\vec{y}$ ) peut également être utilisée en mode tournage. En mode tournage et dans ces conditions, l'outil de tournage est monté dans la broche appelée broche de fraisage par abus de langage. L'outil de tournage indexé en position peut ensuite être orienté en rotation autour de l'axe  $\vec{y}$ . Notons ici que la possibilité d'utiliser un outil de tournage dans une position angulaire B donnée constitue une spécificité de la machine par rapport à un centre de tournage classique où l'outil ne peut être utilisé qu'en position horizontale (position  $B=0^\circ$ , **figure 4a**, page T4/26) ou en position verticale (position  $B=90^\circ$ ) (**figure 4b**, page T4/26).



**Figure 4a** - Outil de tournage utilisé en position horizontale ( $B=0^\circ$ )



**Figure 4b** - Outil de tournage utilisé en position verticale ( $B=90^\circ$ )

### A.1-3 Limites de l'étude

Limites de l'étude : l'étude proposée porte uniquement sur le système d'entraînement en rotation de la broche de fraisage :

- Dimensionnement du moteur ;
- Dimensionnement des roulements guidant les différents arbres en rotation ;
- Dimensionnement des arbres.

Choix de concept : Chacun des sous-ensembles composant le système d'entraînement constituera un module interchangeable ;

Le moteur électrique utilisé pour la transmission sera un composant standard du commerce.

### A.2 – Analyse fonctionnelle du besoin (extraits)

Parmi toutes les situations du cycle de vie du produit, il ne sera considéré que la situation de fonctionnement opérationnel. De plus, son étude sera présentée sous une forme simplifiée.

#### A.2-1 Graphe des interacteurs

L'outil et le porte outil sont montés dans la broche de fraisage. Ces trois éléments essentiels constituent l'ensemble {Broche / Porte outil / Outil}. Le graphe des interacteurs du sous ensemble étudié dans ce sujet est présenté sur la **figure 5, page T5/26**. Il montre notamment que la partie opérative du système d'entraînement par roue et vis sans fin est également le support du dispositif de lubrification de l'ensemble {Broche / Porte Outil / Outil}.

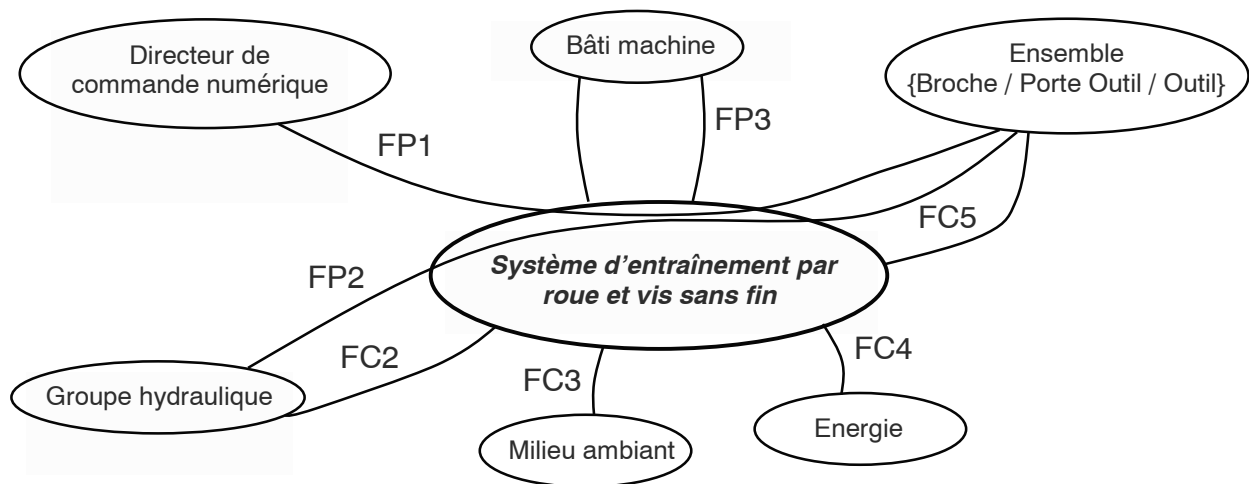


Figure 5 - Graphe des interacteurs

#### A.2-2 Enoncés des fonctions de service

##### Fonctions principales :

**FP1** : Convertir la consigne électrique émise par le directeur de commande numérique en un déplacement angulaire de l'ensemble {Broche / Porte Outil / Outil}

**FP2** : Permettre l'alimentation en fluides de l'ensemble {Broche / Porte Outil / Outil}

**FP3** : Permettre le blocage de la rotation de fraisage autour de l'axe  $\vec{y}$

### **Fonctions contraintes :**

**FC1** : S'adapter au bâti machine (support de broche)

**FC2** : Etre alimenté en huile

**FC3** : Résister aux effets du milieu ambiant (projections de copeaux, huile de coupe)

**FC4** : S'adapter aux possibilités générales d'alimentation électrique d'un atelier

**FC5** : Permettre l'adaptation d'une broche de fraisage

### **A.2-3 Caractérisation des fonctions**

<b>Fonction</b>	<b>Critères</b>	<b>Niveaux</b>
<b>FP1</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Débattement angulaire</li><li>• Vitesse de rotation maximale</li><li>• Couple maximal transmissible</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• [-120°; +105°]</li><li>• 40 tr.min<sup>-1</sup></li><li>• Non précisé</li></ul>
<b>FP2</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Système d'arrosage (fluide de coupe) – à travers la broche et sur l'extérieur de la broche</li><li>• Liquide de refroidissement</li><li>• Pression d'huile dans le système de bridage du porte-outil dans la broche</li><li>• Alimentation pneumatique</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 20 L.min<sup>-1</sup></li><li>• 15 bars</li><li>• Pompe 1,2 kW</li><li>• Non précisée</li> <li>• 5 bars   500 L.min<sup>-1</sup></li></ul>
<b>FP3</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Protection du système d'entraînement en rotation</li><li>• Liaison avec le bâti (support de broche), maintenance facile</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Démontable</li><li>• Démontable</li></ul>
<b>FC1</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Volume disponible</li><li>• Liaison complète</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 0,06 m<sup>3</sup></li><li>• Démontable</li></ul>
<b>FC2</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Huile utilisée</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Non précisée</li></ul>
<b>FC3</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Matériau du carter</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• EN-GJS 500</li></ul>
<b>FC4</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Source d'énergie électrique</li><li>• Alimentation électrique nécessaire (en continu)</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Triphasé 380 V   50 Hz</li><li>• 38,1 kVA</li></ul>
<b>FC5</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Puissance de la broche</li><li>• Couple maximum de la broche</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 15 kW</li><li>• 12,2 kgf.m</li></ul>

**Tableau 1 -** *Caractérisation des différentes fonctions.*

## B – Etude et éléments de solutions proposés

### B.1 – Architecture générale

Le directeur de commande numérique de la machine envoie une consigne électrique au variateur qui amplifie le signal et alimente le moteur permettant l'orientation de la broche de fraisage. L'axe de rotation B étudié a un débattement angulaire de  $-120^\circ$  à  $105^\circ$ . Le schéma technologique de la **figure 11, document 1, page D1/17**, présente l'agencement retenu pour les différents sous ensembles constituant la partie mécanique du système étudié. **Attention, le repère introduit sur cette figure et dans la suite du sujet est indépendant de la définition des axes de la machine.**

La solution technique retenue par le constructeur pour réaliser la transformation de mouvement comprend un étage de réduction et un système de renvoi d'angle respectivement réalisés par deux pignons et un système roue et vis sans fin.

Pour assurer une meilleure rigidité et une meilleure précision angulaire, l'arbre 1 du moteur est guidé par rapport au support de broche de fraisage 4 grâce à un roulement à billes **SNR 61904**, modélisé par une liaison sphère / cylindre. Un premier étage de réduction, constitué de deux pignons, permet la transmission du mouvement de rotation de l'arbre 1 à l'arbre intermédiaire 2 qui est guidé en rotation par rapport au support de broche 4 par deux roulements à rouleaux coniques **SNR 32208**. Chacun de ces roulements est modélisé par une liaison sphérique. Le second étage de réduction (système roue et vis sans fin) permet d'entraîner l'arbre de sortie 3, lié à la broche de fraisage, qui est en liaison pivot par rapport au support de broche 4.

Le candidat trouvera sur la **figure 12, document 2, page D2/17** les caractéristiques des roulements à billes SNR. Il trouvera de même les informations sur les roulements à rouleaux coniques sur la **figure 13, document 2, page D2/17**.

### B.2 – Description des choix retenus pour les différents éléments

#### B.2-1 Le moteur

Le moteur utilisé est un modèle HC-RFS153 fabriqué par MITSUBISHI. Les données techniques et les caractéristiques du couple des moteurs de la série HC-RFS fournies par le constructeur sont données sur les **figures 14 et 15, document 3, page D3/17**. Le candidat prendra les notations suivantes :

- Puissance nominale :  $P_{nom} = 1,5 \text{ kW}$  ;
- Vitesse nominale :  $N_{nom} = 3000 \text{ tr / min}$  ;
- Couple nominal :  $C_{nom} = 4,78 \text{ N} \cdot \text{m}$  ;
- Vitesse maximale :  $N_{max} = 4500 \text{ tr / min}$  ;
- Couple maximal :  $C_{max} = 11,9 \text{ N} \cdot \text{m}$  ;
- Moment d'inertie :  $J_m = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  ;
- Rapport entre le moment d'inertie de la charge ramené sur l'arbre moteur  $J_{charge}$  et le moment

d'inertie du servomoteur  $J_m$  :  $Ri = \frac{J_{charge}}{J_m} \leq 5$ . Cette limitation est donnée par le constructeur pour ne pas réduire de manière excessive l'accélération des éléments en mouvement.

Le constructeur précise aussi l'accélération maximale à vide :  $\left( \frac{d\omega_m}{dt} \right)_{max} = 62000 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$ .

Lorsque l'axe de rotation B est utilisé en déplacement rapide, le servomoteur est utilisé à son point de fonctionnement nominal. Lorsque l'on utilise l'axe de rotation B pour réaliser une opération d'usinage, le couple moteur peut varier jusqu'à son couple maximal.

## **B.2-2 Le système de transformation de mouvement**

### **B.2-2-1 Les pignons**

Le pignon lié à l'arbre 1 sera noté  $P_1$ . Le pignon lié à l'arbre intermédiaire 2 sera noté  $P_2$ .

Les deux pignons sont à denture droite.

Le nombre de dents de  $P_1$  est :  $Z_1 = 26$ .

Le nombre de dents de  $P_2$  est :  $Z_2 = 78$ .

Le module de ces deux pignons  $P_1$  et  $P_2$  est :  $m_{12} = 2 \text{ mm}$ .

L'angle de pression de  $P_1$  et  $P_2$  est :  $\alpha_{12} = 20^\circ$ .

Le rendement de ce réducteur sera noté  $\eta_{12}$ . Etant donnée la très grande précision des dentures, il sera considéré que :  $\eta_{12} = 1$ .

### **B.2-2-2 Le système roue et vis sans fin**

La roue liée à l'arbre de sortie 3 sera notée  $P_3$ . La vis sans fin liée à l'arbre intermédiaire 2 sera noté  $P_2'$ . Les caractéristiques de ce système roue et vis sans fin sont les suivantes :

- Nombre de filets de la vis sans fin :  $Z_{2'} = 2$  ;
- Nombre de dents de la roue :  $Z_3 = 48$  ;
- Module pour la vis et pour la roue :  $m_{2,3} = 5,5 \text{ mm}$  ;
- Angle de frottement entre la vis et la roue :  $\varphi_{2,3} = 6^\circ$  ;
- Angle de pression entre la vis et la roue :  $\alpha_{2,3} = 20^\circ$  ;
- Angle d'inclinaison de l'hélice de la roue :  $\beta_3 = 10,27^\circ$ .
- Les hélices de la roue et de la vis sont à gauche.

Le candidat trouvera des informations complémentaires concernant les systèmes roue et vis sans fin classiques sur le **document 4, page D4/17**.



## C – Etude de conception en construction mécanique

### C.1 – Présentation du travail à rendre

Comme indiqué en **page T1/26**, en admettant une durée d'une heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer 2 h 30 min à la réponse aux questions de la notice et 2 h 30 au tracé des dessins.

**Les réponses seront fournies uniquement sur les six documents présentés ci-dessous.**

#### 1 – Notice justificative (50 % de la note globale)

Fournir les réponses sur **les trois documents respectivement intitulés « Notice justificative 1/3 », « Notice justificative 2/3 » et « Notice justificative 3/3 », de format A3 horizontal, pré imprimés recto verso**, qui sont joints au sujet.

*Les réponses sur feuilles de copies additionnelles ou sur papier de brouillon ne seront pas acceptées.*

#### 2 – Dessin d'étude de construction mécanique (50 % de la note globale)

Le dessin d'étude est à tracer sur **les calques pré imprimés de format A3 horizontaux intitulés respectivement « Calque n°1 » et « Calque n°2 », à rendre non pliés**, et sur **les documents intitulés « Dessin pour réponses n°1 » et « Dessin pour réponses n°2 », de format A4 vertical**, joints au sujet.

### C.2 – Notice justificative

#### *Consignes spécifiques*

Sur les notices justificatives, les réponses seront fournies dans les limites des cadres prévus pour chaque question.

Il sera tenu compte, dans la notation, de la clarté et de la concision des réponses. Les schémas doivent être lisibles, précis et respecter la normalisation en vigueur.

Les écritures au crayon ne seront pas acceptées. La qualité de l'écriture, de l'orthographe et de la syntaxe sera prise en compte dans l'évaluation.

Le candidat trouvera sur le **tableau 5, document 14, page D15/17** un récapitulatif de l'ensemble des grandeurs utilisées au cours du sujet.

#### **C.2.1 Caractéristiques du système de transformation de mouvement**

Le système de transformation de mouvement est composé de deux pignons  $P_1 - P_2$  et d'un système roue et vis sans fin  $P_3 - P_2$ . Les caractéristiques de ces différents éléments ont été données dans la partie B du sujet ainsi que dans le **document 4, page D4/17**. La première partie de l'épreuve aborde le calcul des caractéristiques du système de transformation de mouvement qui ne sont pas précisées et qui sont nécessaires à l'étude mécanique proposée dans ce sujet.

**Q1** Inscrire votre réponse dans le **cadre R1 de la notice 1/3**.

1 - Donner la valeur numérique du rapport de transmission  $k_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  des pignons  $P_1$  et  $P_2$ .

2 – Déterminer les valeurs numériques des diamètres primitifs  $d_1$  et  $d_2$  des 2 pignons.

**Q2** Inscrire votre réponse dans le **cadre R2 de la notice 1/3**.

1 - En utilisant le **document 4, page D4/17**, déterminer les valeurs :

- de l'angle d'inclinaison d'hélice  $\beta_{2'}$  de la vis ;
- des diamètres primitifs  $d_3$  de la roue et  $d_{2'}$  de la vis ;
- de l'entraxe  $a_{2,3}$  ;
- du rapport de transmission  $k_{2,3} = \frac{\omega_3}{\omega_{2'}}$  ;
- le rendement du système  $\eta_{2,3}$ .

2 - Proposer des matériaux utilisables pour la vis et pour la roue.

### C.2.2 Détermination de l'effort de coupe tangentiel maximum entre l'outil et la pièce

Les caractéristiques du système de transformation de mouvement viennent d'être précisées. Pour dimensionner les liaisons, il est maintenant nécessaire de revenir sur les efforts supportés par ce système. Pour cela, nous considérons une opération de fraisage (surfaçage) utilisant le mouvement de l'axe de rotation B dans des conditions critiques. L'effort de coupe tangentiel maximal entre la fraise utilisée et la pièce doit être déterminé pour quantifier la limite du système. Il sera alors possible de conclure quant à la possibilité de réaliser des opérations de fraisage ébauche utilisant l'axe de rotation B.

Les données géométriques associées au système de transformation de mouvement, ainsi que le mouvement d'avance  $\vec{Mf} = -Mf \vec{z}$  de la broche par rapport au bâti pour l'opération de fraisage considérée sont présentées sur la **figure 11, document 1, page D1/17**.

Le torseur des actions mécaniques de la pièce usinée sur l'outil, exprimé au point  $M$  (point générateur de l'outil), dans la base  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ , est :

$$\{T_{(pièce\_outil)}\}_M = \begin{Bmatrix} Fc & 0 \\ Fp & 0 \\ Ff & 0 \end{Bmatrix}$$

L'effort de coupe tangentiel  $\vec{Fc} = Fc \vec{x}$  de la pièce sur l'outil est prépondérant devant l'effort radial de pénétration  $\vec{Fp} = Fp \vec{y}$  et devant l'effort de coupe axial  $\vec{Ff} = Ff \vec{z}$ . L'effort de coupe tangentiel  $\vec{Fc}$  engendre sur l'arbre de sortie 3 un couple résistant  $\vec{Cr} = Cr \vec{z}$ .

Pour déterminer l'effort de coupe tangentiel maximal entre la fraise utilisée et la pièce, il faut donc déterminer la valeur du couple résistant maximum dans le système étudié sachant que le constructeur a déjà fait le choix du moteur et du système de transformation de mouvement.

Le couple exercé par le moteur sur l'arbre 1 est noté  $\vec{C}_{mot} = C_{mot} \vec{x}$ . Selon l'usinage à réaliser, ce couple peut changer de signe. Pour le reste de l'étude, on prendra  $C_{mot} > 0$ .

**Q3** Inscrire votre réponse dans le **cadre R3 de la notice 1/3**.

1 - En tenant compte du couple moteur maximal et en prenant en compte les rendements des systèmes de réduction, déterminer l'expression du couple résistant  $C_r$  maximum autorisé en régime permanent en fonction de  $C_{max}$ ,  $\eta_{12}$ ,  $\eta_{2'3}$ ,  $k_{12}$ ,  $k_{2'3}$ .

2 - Donner la valeur numérique de  $C_r$ .

**Q4** Inscrire votre réponse dans le **cadre R4 de la notice 1/3**.

1 - Sachant que la distance entre le point générateur  $M$  de l'outil et l'axe de l'arbre de sortie 3 est  $H$ , donner l'expression simplifiée de l'effort de coupe tangentiel maximum  $F_{c_{max}}$  entre l'outil et la pièce lors de l'opération de surfacage considérée en fonction de  $H$  et de  $C_r$  ?

2 – Sur la machine utilisée, la valeur de  $H$  est de 400 mm. Que vaut l'effort de coupe tangentiel  $F_{c_{max}}$  ?

3 - En vous aidant du **document 5, page D5/17 et page D6/17**, sur le calcul de la puissance consommée pour une opération de fraisage et du **document 6, page D7/17**, sur la détermination de la pression spécifique de coupe, calculer la valeur numérique de l'effort de coupe  $F_c$  pour une opération de surfacage « centré » avec les caractéristiques suivantes :

- Matériau de la pièce à usiner : C60,
- Engagement radial :  $a_r = 30 \text{ mm}$  ;
- Profondeur de passe :  $a_p = 2 \text{ mm}$  ;
- Fraise utilisée :  $D = 50 \text{ mm}$  et  $Z = 6$  ;
- Angle de direction d'arête :  $K_r = 90^\circ$  ;
- Angle de coupe :  $\gamma = 0^\circ$  ;
- Avance par dent :  $f_z = 0,2 \text{ mm.dent}^{-1}$  ;
- Vitesse de coupe :  $V_c = 200 \text{ m.min}^{-1}$ .

4 - Conclure sur la possibilité de réaliser des opérations de fraisage ébauche utilisant l'axe de rotation B.

### C.2.3 Détermination des actions de liaisons

La liaison pivot de l'arbre intermédiaire 2 par rapport au support de broche de fraisage 4 est assurée par deux roulements à rouleaux coniques dont les centres de poussée sont les points  $Q_1$  et  $Q_2$ . Les positions respectives de ces points sont précisées sur le schéma technologique de la **figure 11, document 1, page D1/17**. Chacun de ces roulements est modélisé par une liaison sphérique.

Dans la base  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ , les torseurs représentatifs des actions mécaniques du support de broche de fraisage 4 sur l'arbre intermédiaire 2 exprimés aux centres de poussée  $Q_1$  et  $Q_2$  des paliers sont donnés par les expressions suivantes :

$$\left\{ T^*_{(4 \rightarrow 2)} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_{Q_1} & 0 \\ Y_{Q_1} & 0 \\ Z_{Q_1} & 0 \end{array} \right\}_{Q_1} \quad \left\{ T^{**}_{(4 \rightarrow 2)} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_{Q_2} & 0 \\ Y_{Q_2} & 0 \\ Z_{Q_2} & 0 \end{array} \right\}_{Q_2}$$

L'action de contact  $\overrightarrow{P_{(3 \rightarrow 2)}}$  exercée par la roue  $P_3$  sur la vis  $P_2$ , est modélisable en  $P$  par le torseur glisseur suivant :

$$\{T_{(3 \rightarrow 2)}\} = \begin{Bmatrix} A_{32} & 0 \\ -R_{32} & 0 \\ T_{32} & 0 \end{Bmatrix}_P \quad \text{avec } A_{32}, R_{32} \text{ et } T_{32} > 0$$

Les efforts  $\overrightarrow{A_{32}} = A_{32} \vec{x}$ ,  $\overrightarrow{R_{32}} = -R_{32} \vec{y}$  et  $\overrightarrow{T_{32}} = T_{32} \vec{z}$  sont représentés sur les **figures 16, 17 et 18, document 7, page D8/17**. La projection de  $\overrightarrow{P_{(3 \rightarrow 2)}}$  dans le plan  $(P, \vec{x}, \vec{z})$  est noté  $\overrightarrow{P_{xz}}$ .

L'action de contact  $\overrightarrow{S_{(1 \rightarrow 2)}}$  exercée par le pignon à denture droite  $P_1$  sur le pignon à denture droite  $P_2$  est modélisable en  $S$  par le torseur glisseur suivant :

$$\{T_{(1 \rightarrow 2)}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -R_{12} & 0 \\ -T_{12} & 0 \end{Bmatrix}_S \quad \text{avec } R_{12} \text{ et } T_{12} > 0$$

Les efforts  $\overrightarrow{R_{12}} = -R_{12} \vec{y}$  et  $\overrightarrow{T_{12}} = -T_{12} \vec{z}$  sont représentés sur la **figure 19, document 7, page D8/17**.

**Q5** Inscrire votre réponse dans le **cadre R5 de la notice 1/3**.

- 1 - En fonctionnement sous charge maximum déterminer l'expression des composantes  $R_{12}$  et  $T_{12}$  du torseur représentatif des actions mécaniques  $\{T_{(1 \rightarrow 2)}\}$  en fonction de  $C_{max}$ ,  $d_1$  et  $\alpha_{12}$ .
- 2 - En fonctionnement sous charge maximum et en tenant compte des rendements des systèmes de transmission, déterminer l'expression des composantes  $A_{32}$ ,  $R_{32}$  et  $T_{32}$  du torseur représentatif des actions mécaniques  $\{T_{(3 \rightarrow 2)}\}$  en fonction de  $Cr$ ,  $\alpha_{2'3}$ ,  $d_3$ ,  $\beta_3$  et  $\varphi_{2'3}$ .
- 3 - Donner les valeurs numériques de  $R_{12}$ ,  $T_{12}$ ,  $A_{32}$ ,  $R_{32}$  et  $T_{32}$ .

**Q6** Inscrire votre réponse dans le **cadre R6 de la notice 1/3**.

- 1 - Appliquer le principe fondamental de la statique à l'arbre intermédiaire 2 et déterminer les expressions de  $Y_{Q1}$ ,  $Z_{Q1}$ ,  $Y_{Q2}$  et  $Z_{Q2}$  en fonction de  $R_{12}$ ,  $T_{12}$ ,  $A_{32}$ ,  $R_{32}$ ,  $T_{32}$  et des caractéristiques géométriques du système étudié.
- 2 - Calculer les valeurs numériques de  $Y_{Q1}$ ,  $Z_{Q1}$ ,  $Y_{Q2}$  et  $Z_{Q2}$  sachant que  $L = 323 \text{ mm}$ ,  $L_1 = 84 \text{ mm}$  et  $L_2 = 131 \text{ mm}$ .
- 3 - Pourquoi ne peut-on pas calculer  $X_{Q1}$  et  $X_{Q2}$  ?

## C.2.4 Etude du moteur

Le constructeur a choisi d'équiper le système étudié avec un moteur HC-RFS153 fabriqué par MITSUBISHI. Les données techniques et les caractéristiques de ce moteur sont données en partie B et sur les **figures 14 et 15, document 3, page D3/17**.

L'objectif de l'étude qui suit est de vérifier que ce moteur est bien dimensionné. Il paraît notamment judicieux de vérifier la valeur du rapport d'inertie  $R_i$  ainsi que de la vitesse de déplacement de l'axe de rotation B étant donné le système étudié.

**Hypothèses :** Les frottements secs et visqueux dans le moteur seront négligés. L'ensemble {Broche de fraisage / Porte Outil / Outil} lié à l'arbre de sortie 3 et à la roue du système de transformation du mouvement a une inertie de rotation  $J_B$  de  $4,5 \text{ kg.m}^2$  par rapport à l'axe  $\vec{z}$ .

### C.2.4.1 Etude du moteur seul

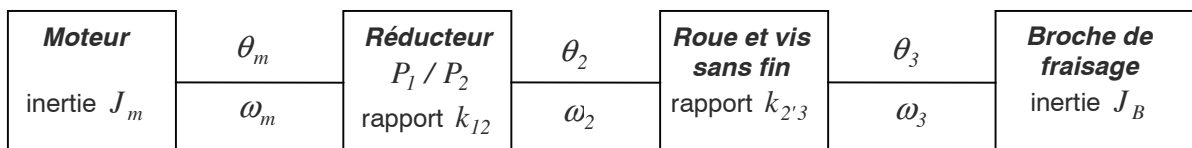
Le fabricant du moteur n'a pas d'information sur la future utilisation du moteur par le client. Il fournit donc des données concernant le moteur seul, sans charge accouplée. On parlera de moteur à vide.

**Q7** Inscrire votre réponse dans le **cadre R7 de la notice 1/3**.

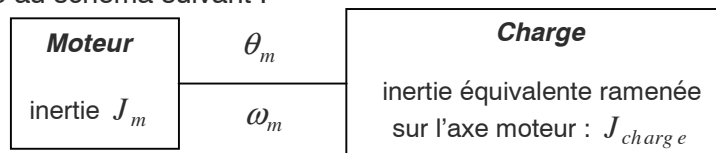
- 1 - En appliquant le théorème du moment dynamique à l'arbre du moteur, déterminer l'expression de l'accélération maximale  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{max}$  du moteur à vide en fonction de  $J_m$  et  $C_{max}$ .
- 2 - Donner la valeur numérique de l'accélération  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{max}$ .
- 3 - Comparer le résultat obtenu à la valeur fournie par le constructeur.

### C.2.4.2 Etude du moteur en charge

Le système d'entraînement de la broche de fraisage peut être représenté par le schéma suivant :



Ce schéma se ramène au schéma suivant :



**Q8** Inscrire votre réponse dans le **cadre R8 de la notice 1/3**.

- 1 – Déterminer l'énergie cinétique de l'ensemble (E) composé des 3 solides 1, 2 et 3 dans leur mouvement par rapport au support de broche de fraisage 4 en fonction de  $\omega_m$ ,  $J_m$ ,  $J_B$ ,  $k_{2'3}$  et  $k_{12}$ .
- 2 - En déduire l'inertie équivalente de la charge ramenée sur l'axe moteur  $J_{charge}$  en fonction de  $J_B$ ,  $k_{2'3}$  et  $k_{12}$ .

**Q9** Inscrire votre réponse dans le **cadre R9 de la notice 1/3**.

1 - Calculer la valeur numérique du rapport d'inertie  $Ri = \frac{J_{charge}}{J_m}$ .

2 - En fonction des données du constructeur, le moteur est-il bien dimensionné ?

**Q10** Inscrire votre réponse dans le **cadre R10 de la notice 1/3**.

1 - Déterminer l'expression de l'accélération angulaire  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{nom}$  du moteur au point de fonctionnement nominal en fonction de  $J_m$ ,  $J_{charge}$  et  $C_{nom}$ .

2 - Au point de fonctionnement nominal, donner l'expression du déplacement angulaire  $\theta_3(t)$  de la broche de fraisage en fonction de  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{nom}$ ,  $k_{2,3}$ ,  $k_{12}$  et du temps  $t$ .

3 - Le fabricant de la machine outil précise que l'axe de rotation B peut passer de la position 0 à 90° en 0,23 seconde. Qu'en pensez-vous ?

### C.2.5 Guidage de l'arbre intermédiaire 2

L'arbre intermédiaire 2 est guidé par 2 roulements à rouleaux coniques identiques **SNR 32208**. Ces roulements de centres de poussée  $Q_1$  et  $Q_2$  seront notés respectivement  $R_1$  et  $R_2$ . Leurs caractéristiques sont présentées sur la **figure 13, document 2, page D3/17**. Le fabricant de la machine outil souhaite que la durée de vie  $L_{10}$  des roulements soit de 35000 heures. L'objectif est de vérifier que les roulements **SNR 32208** satisfont bien à cette condition.

**Q11** Inscrire votre réponse dans le **cadre R11 de la notice 1/3**.

Justifier le choix fait par le constructeur d'utiliser des roulements à rouleaux coniques pour le guidage de l'arbre intermédiaire 2.

**Q12** Inscrire votre réponse dans le **cadre R12 de la notice 1/3**.

1 - Donner trois critères à considérer lorsque l'on doit choisir de réaliser un montage de roulements en O ou en X.

2 - Quelle solution envisagez-vous pour le guidage de l'arbre intermédiaire 2 ? (montage en X ou montage en O). Justifier votre réponse.

**Q13** Inscrire votre réponse dans le **cadre R13 de la notice 1/3**.

Choisir les tolérances à spécifier pour les portées des roulements.

**Q14** Inscrire votre réponse dans le **cadre R14 de la notice 1/3**.

Tracer un schéma technologique sur lequel vous représenterez l'arbre guidé, les deux roulements et leurs arrêts axiaux.

En fonctionnement sous charge maximum, les composantes radiales  $Fr_1$  et  $Fr_2$  des efforts exercées par l'arbre intermédiaire 2 sur les roulements  $R_1$  et  $R_2$  sont :

$$Fr_1 = \sqrt{(Y_{Q_1} + Z_{Q_1})} = 970 \text{ N} \text{ et } Fr_2 = \sqrt{(Y_{Q_2} + Z_{Q_2})} = 1425 \text{ N}.$$

Il est rappelé au candidat que dans ce type de montage, la démarche constructeur introduit un effort axial induit donné par :  $Fa_i = \frac{Fr}{2Y}$ . La composante axiale des efforts extérieurs est :

$A_{32} = 3960 \text{ N}$ . On choisira, pour le calcul, l'orientation de cet effort dans le sens des  $\vec{x}$  positifs.

Suivant la norme ISO281, la charge radiale dynamique équivalente est  $P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa$  avec  $Fa$  et  $Fr$  les efforts axial et radial appliqués au roulement. Les facteurs de charge  $X$  et  $Y$  sont définis ci-dessous (la valeur de  $e$  est à prendre dans la table de données du constructeur fournie sur la **figure 13, document 2, page D2/17**) :

- Si  $\frac{Fa}{Fr} \leq e$  alors  $X = 1$  et  $Y = 0$ .
- Si  $\frac{Fa}{Fr} > e$  alors  $X = 0,4$  et la valeur de  $Y$  est à prendre dans la table de données du constructeur fournie sur la **figure 13, document 2, page D2/17**.

**Q15** Incrire votre réponse dans le **cadre R15 de la notice 2/3**.

1 - Déterminer les expressions des efforts axiaux  $Fa_1$  et  $Fa_2$  exercées par l'arbre sur les roulements  $R_1$  et  $R_2$  en fonctionnement sous charge maximale en fonction de  $A_{32}$ ,  $Y$  et  $Fr_1$ .

2 - Donner les valeurs numériques des efforts  $Fa_1$  et  $Fa_2$ .

**Q16** Incrire votre réponse dans le **cadre R16 de la notice 2/3**.

1 - Déterminer les expressions des charges dynamiques équivalentes  $P_1$  et  $P_2$  des deux roulements  $R_1$  et  $R_2$  en fonction de  $A_{32}$ ,  $Y$ ,  $Fr_1$  et  $Fr_2$ .

2 - Donner les valeurs numériques de ces charges  $P_1$  et  $P_2$ .

Du fait de l'inversion possible du sens de la composante axiale des efforts extérieurs, les roulements choisis seront identiques et capables d'encaisser tous les deux la charge dynamique équivalente  $P$  la plus grande des deux valeurs calculées précédemment.

**Q17** Incrire votre réponse dans le **cadre R17 de la notice 2/3**.

1 - Donner l'expression de la valeur minimale de la charge dynamique de base  $C_{min}$  en fonction de  $L_{10}$ ,  $P$  et de la vitesse nominale  $N_2$  de l'arbre intermédiaire 2.

2 - Calculer la vitesse nominale  $N_2$  de l'arbre intermédiaire 2 et donner la valeur numérique de  $C_{min}$ .

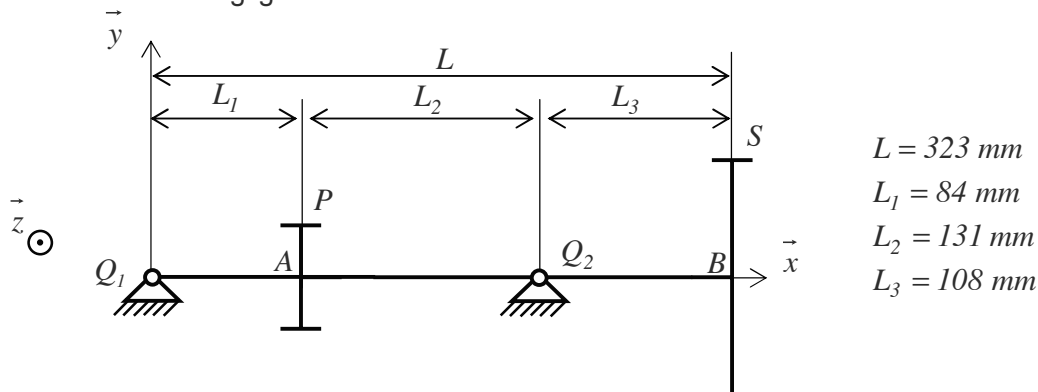
3 - Conclure sur le choix par le constructeur des roulements à rouleaux coniques **SNR 32208**.

**Q18** Inscrire votre réponse dans le **cadre R18 de la notice 2/3**.

Quelle est la proportion de la population de roulements mis en service à ne pas atteindre la durée de vie  $L_{10}$  souhaitée par le fabricant de la machine outil ?

### C.2.6 Etude de résistance des matériaux

Dans cette partie, le dimensionnement de l'arbre intermédiaire 2 est étudié. La **figure 6, page T16/26** montre que l'arbre est modélisé par une poutre de diamètre  $D$  et de longueur utile  $L$ . Les variations de diamètre seront négligées.



**Figure 6 - Modèle RDM de l'arbre intermédiaire 2**

Les points A et B sont les centres d'inertie géométriques des sections droites contenant respectivement les points P et S.

En considérant la composante  $A_{32}$  des efforts de la roue sur la vis dans le sens  $\vec{x}$  positif, les torseurs des actions mécaniques extérieures qui s'exercent sur l'arbre intermédiaire 2, dans la base  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ , sont :

$$\left\{ T^{*(4 \rightarrow 2)} \right\}_{Q_1} = \begin{Bmatrix} X_{Q_1} & 0 \\ Y_{Q_1} & 0 \\ Z_{Q_1} & 0 \end{Bmatrix}_{Q_1} \quad \left\{ T^{**(4 \rightarrow 2)} \right\}_{Q_2} = \begin{Bmatrix} X_{Q_2} & 0 \\ Y_{Q_2} & 0 \\ Z_{Q_2} & 0 \end{Bmatrix}_{Q_2} \quad \left\{ T_{(3 \rightarrow 2)} \right\}_P = \begin{Bmatrix} A_{32} & 0 \\ -R_{32} & 0 \\ T_{32} & 0 \end{Bmatrix}_P \quad \left\{ T_{(1 \rightarrow 2)} \right\}_S = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -R_{12} & 0 \\ -T_{12} & 0 \end{Bmatrix}_S$$

Il est précisé au candidat que la valeur numérique de  $Z_{Q_2}$  est positive.

**Limite de l'étude :** Le candidat n'étudiera que les 2 tronçons  $AQ_2$  et  $Q_2B$ .

**Q19** Inscrire votre réponse dans le **cadre R19 de la notice 2/3**.

Donner l'expression des torseurs des efforts intérieurs pour les 2 tronçons étudiés en fonction de  $R_{12}$ ,  $T_{12}$ ,  $X_{Q_2}$ ,  $Y_{Q_2}$ ,  $Z_{Q_2}$ ,  $L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $d_2$  et de l'abscisse  $x$  du centre d'inertie géométrique  $G$  de la section droite.

Dans la suite du sujet, les notations utilisées pour le torseur de cohésion, donné dans la base  $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ , seront les suivantes :

$$\left\{ T_{coh} \right\}_G = \begin{Bmatrix} N & M_t \\ T_y & Mf_y \\ T_z & Mf_z \end{Bmatrix}_G \quad (G \text{ est le centre d'inertie géométrique de la section droite})$$



Pour les sollicitations de torsion ( $M_t$ ) et de flexion (pour cette dernière, nous allons étudier uniquement  $M_{f_y}$ ), il est proposé au candidat sur les **figures 20 et 21, document 8, page D9/17** des allures de différents diagrammes possibles concernant la variation des composantes du torseur des efforts intérieurs.

**Q20** Inscrire votre réponse dans le **cadre R20 de la notice 2/3**.

Choisir pour les sollicitations de torsion ( $M_t$ ) et de flexion ( $M_{f_y}$ ) précisées, l'allure du diagramme correspondant. Justifier brièvement votre réponse.

#### **C.2.6.1 Torsion de l'arbre intermédiaire 2**

Le module de Coulomb du matériau utilisé est :  $G = 80000 \text{ MPa}$ .

**Q21** Inscrire votre réponse dans le **cadre R21 de la notice 2/3**.

1 - Déterminer l'expression, en fonction de  $T_{12}$ ,  $d_2$ ,  $G$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  et  $\theta_{lim}$ , du diamètre minimum  $D_{min}$  de l'arbre 2, pour que le déphasage  $\theta$  des sections passant par le point  $P$  et par le point  $S$  soit inférieur à la valeur limite  $\theta_{lim}$ .

2 - Dans le système étudié, le constructeur souhaite  $\theta_{lim} = 0,1^\circ$ . Donner la valeur numérique de  $D_{min}$ .

**Q22** Inscrire votre réponse dans le **cadre R22 de la notice 2/3**.

Du fait de l'existence de ce déphasage de sections et vis-à-vis du système étudié, quelle est le meilleur emplacement pour positionner le capteur de position. Doit-on le positionner sur le moteur ou sur la broche elle-même ? Justifier brièvement votre réponse.

#### **C.2.6.2 Flexion de l'arbre intermédiaire 2**

**Hypothèse :** Dans cette étude, le candidat ne prendra en compte que le moment de flexion  $M_{f_y}$ .

Il est proposé au candidat sur la **figure 22, document 8, page D9/17** des allures de différentes déformées  $z(x)$  possibles.

**Q23** Inscrire votre réponse dans le **cadre R23 de la notice 2/3**.

Choisir pour la poutre étudiée, l'allure de la déformée  $z(x)$  correspondante. Justifier brièvement votre réponse.

#### **C.2.7 Montage des pignons P<sub>1</sub> et P<sub>2</sub>**

La transmission de puissance du moteur peut être réalisée par obstacle (clavetage) ou par adhérence (moyeu expansible).

**Q24** Inscrire votre réponse dans le **cadre R24 de la notice 2/3**.

1 - Rappeler le critère de dimensionnement d'une clavette parallèle.

2 - En utilisant les notations de la **figure 23, document 9, page D10/17**, donner l'expression de ce critère en fonction du couple à transmettre  $C$ , du diamètre de l'arbre  $d$ , de la longueur de clavette  $L$  et de la hauteur d'implantation  $h$ .

Pour la suite des calculs et pour le choix des éléments, le candidat prendra les valeurs suivantes :

- Valeur admissible de la grandeur de référence : 40 MPa ;
- Diamètre de l'arbre 1 : 24 mm ;
- Diamètre de l'arbre 2 : 30 mm.

**Q25** Inscrire votre réponse dans le **cadre R25 de la notice 2/3**.

En utilisant le **tableau 2, document 9, page D10/17** donnant les grandeurs caractéristiques des clavettes parallèles usuelles de forme B, déterminer les dimensions de la clavette 1 pour transmettre le couple maximal au pignon  $P_1$  ainsi que celles de la clavette 2 pour le pignon  $P_2$  ?

Le constructeur a préféré utiliser un moyeu expansible (frette démontable) du fournisseur japonais TSUBAKIMOTO (**figures 24 et 25, document 9, page D10/17**) plutôt que choisir la solution clavetée.

**Principe :**

Le blocage des pièces se fait par adhérence. En rapprochant les bagues coniques de l'accouplement par serrage des vis, les bagues extérieures de l'accouplement s'écartent. La pièce extérieure est alors freinée mécaniquement sur l'arbre par l'intermédiaire du moyeu expansible.

**Q26** Inscrire votre réponse dans le **cadre R26 de la notice 2/3**.

Pourquoi le constructeur a-t-il fait le choix des moyeux expansibles vis-à-vis d'un clavetage classique ? Proposer trois critères justifiant ce choix.

**Q27** Inscrire votre réponse dans le **cadre R27 de la notice 2/3**.

1 - A l'aide du **tableau 3, document 9, page D10/17** du fournisseur de moyeux expansibles, donner la référence de l'élément nécessaire dans le montage du pignon  $P_1$ .

2 - A l'aide du **tableau 4, document 9, page D10/17** du fournisseur de moyeux expansibles, donner la référence de l'élément nécessaire dans le montage du pignon  $P_2$ .

3 - Le constructeur a décidé de prendre des moyeux expansibles de deux séries différentes pour le montage des pignons (série PL pour le pignon  $P_1$  et série RTT pour le pignon  $P_2$ ). Justifier ce choix.

### **C.2.8 Etude de la fabrication d'une pièce**

Pour fabriquer la roue  $P_3$  montée sur l'arbre de sortie 3, le fabricant utilise un élément intermédiaire appelé touret. Le dessin de définition de cette pièce est représenté sur le **document 10, page D11/17**. Le contrat de phase de la dernière phase d'usinage du touret est fourni sur le **document 11, page D12/17**.

**Q28** Inscrire votre réponse dans le **cadre R28 de la notice 2/3**.


Donner la signification de la désignation normalisée du matériau utilisé pour le touret.

**Q29** Inscrire votre réponse dans le **cadre R29 de la notice 3/3**.

Interpréter les spécifications suivantes figurant sur le dessin de définition :

1 -  $116 \pm 0.05$

2 - 

	Ø 0.05	C
---	--------	---

 + 

91
----

**Remarque :** Pour cette seconde spécification, le candidat devra bien préciser le nom de la spécification, l'élément toléré, la référence spécifiée et la zone de tolérance.

**Q30** Inscrire votre réponse dans le **cadre R30 de la notice 3/3**.

En utilisant la 2<sup>ème</sup> partie de la norme NFE 04-013 rappelée sur le **document 12, page D13/17**, représenter la mise en position et le maintien en position de la pièce. Justifier votre choix.

**Q31** Inscrire votre réponse dans le **cadre R31 de la notice 3/3**.

Pour l'opération de tournage ébauche du profil extérieur du touret, calculer la fréquence de rotation  $N$  et la vitesse d'avance  $V_f$ .

On s'intéresse ici au calcul de la puissance nécessaire à la coupe pendant l'opération d'ébauche. Il est rappelé au candidat que le centre d'usinage utilisé pour réaliser cette opération a une puissance disponible à la broche de 15 kW. Le matériau usiné est un C60. La profondeur de passe radiale est de 4 mm. L'outil utilisé a un angle de direction d'arête  $K_r$  de  $93^\circ$  et un angle de coupe  $\gamma$  de  $0^\circ$ .

**Q32** Inscrire votre réponse dans le **cadre R32 de la notice 3/3**.

1 - En vous aidant du **document 13, page D14/17**, sur le calcul de la puissance consommée pendant une opération de tournage et du **document 6, page D7/17**, sur la détermination de la pression spécifique de coupe, déterminer la puissance nécessaire à la coupe pour l'opération d'ébauche.

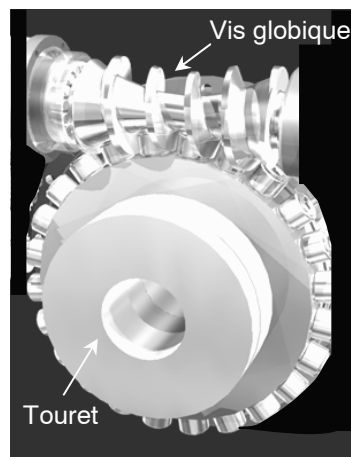
2 - L'usinage est-il envisageable avec la machine proposée ?

## **C.3 – Dessin d'étude de construction mécanique**

### **C.3.1 Présentation générale du travail de conception**

Comme nous l'avons souligné précédemment, le marché de la machine outil est très concurrentiel. Des produits innovants sont donc indispensables pour gagner des parts de marché. Le constructeur du système étudié souhaite donc améliorer la robustesse et la précision du déplacement angulaire de la broche de fraisage de façon décisive pour s'imposer vis-à-vis des autres fabricants. Il envisage d'intégrer un système d'entraînement par vis globique et galets à la place du traditionnel système roue et vis sans fin (**figure 7, page T20/26**). Ce nouveau système permet notamment d'améliorer les exigences de la fonction principale FP1 (**figure 5, page T5/26**).

Le système à vis globique et galets doit permettre un positionnement de l'axe B et des indexations d'axe par incréments de  $0,0001^\circ$ . La société estime qu'avec cette technologie, la précision de la machine sur le positionnement angulaire de l'axe B ne sera pas égalée sur le marché, ce qui aura une répercussion directe sur les possibilités de la machine : variété des usinages possibles, contournage avec l'axe B, rectification de pièces, taillage de pignons, ou encore utilisation de dispositifs originaux comme le système Flash Tool (plusieurs outils sur un seul porte outil). Cela augmentera naturellement l'intérêt des clients et par conséquent les ventes de machine.



**Figure 7 -** *Système d'entraînement par vis globique*

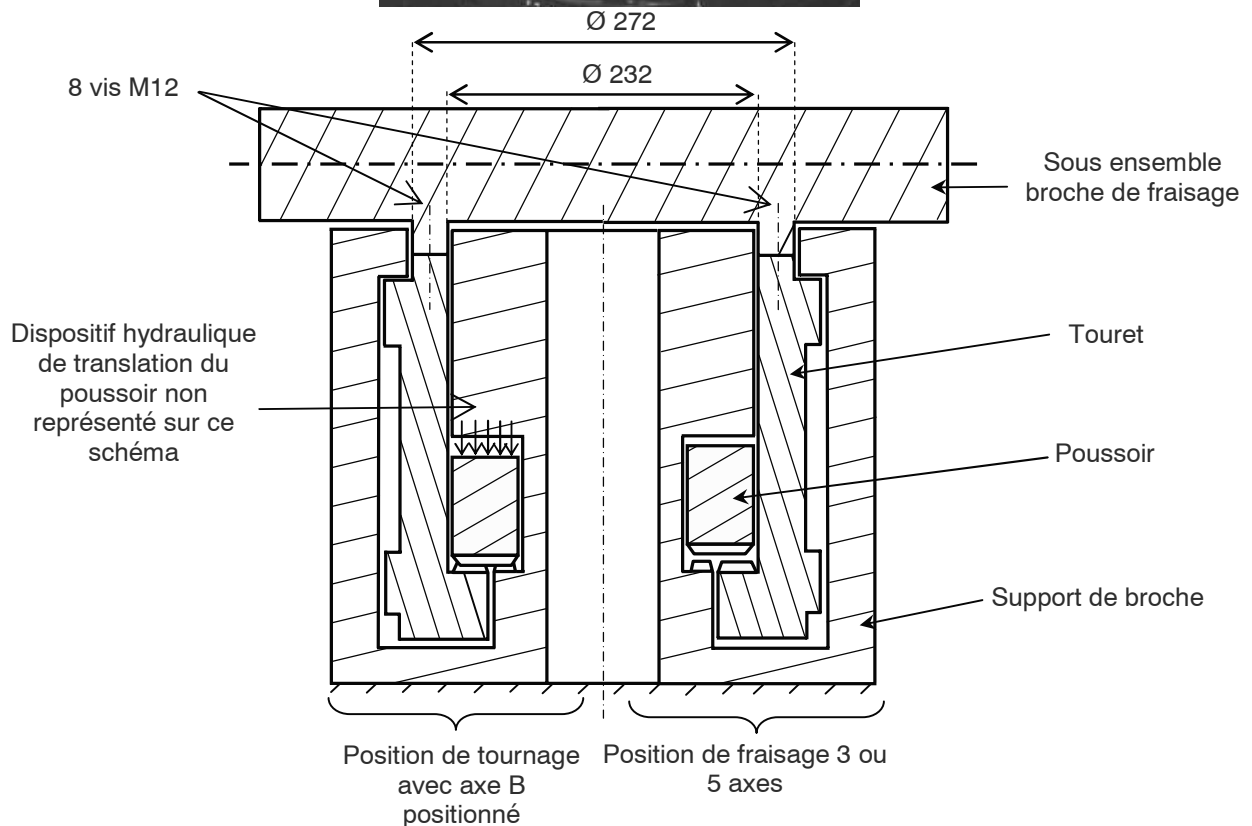
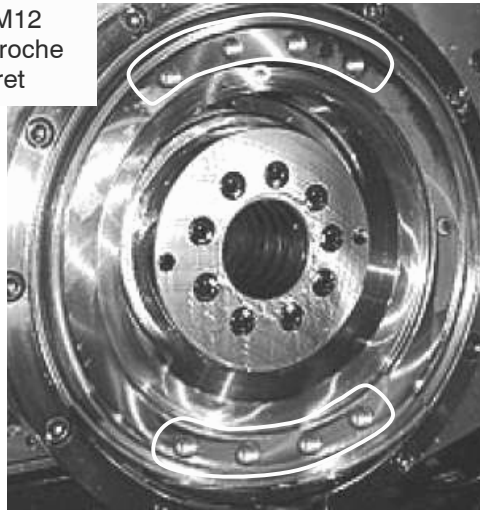
L'étude de conception porte sur l'ensemble du système abordé dans les parties **B** et **C.2** en intégrant cette fois un système à vis globique. Avant de définir les supports de la partie dessin, nous allons brièvement revenir sur l'intérêt du constructeur face à ce nouveau dispositif d'entraînement. Rappelons qu'un des objectifs du constructeur est d'assurer la possibilité de tourner une pièce avec un outil incliné d'un angle B donné, B étant compris dans l'intervalle  $[-120^\circ; +105^\circ]$ .

**Q33** Inscrire votre réponse dans le **cadre R33 de la notice 3/3**.

Quel est à votre avis le principal intérêt de disposer sur un centre de tournage de la possibilité de tourner une pièce avec un outil incliné d'un angle B ?

Dans ce mode de tournage, il est nécessaire d'indexer la position angulaire de la broche qui contient alors l'outil de tournage (**figure 7, page T20/26 et figure 8, page T21/26**).

Positions des 8 vis M12 permettant de lier la broche de fraisage au touret



**Figure 8 -** Système d'indexation du système broche/touret sur le support de broche

Le constructeur a décidé de réaliser cette indexation par crabotage sur le support de broche de la pièce appelée touret, qui est liée à la broche. L'ensemble composé de la broche et du touret est en liaison pivot avec le support de broche. Le dessin, **figure 8, page T21/26**, illustre le système de crabotage retenu. Ce système repose sur la translation d'une pièce, appelée poussoir, actionnée hydrauliquement par un dispositif non représenté sur la **figure 8, page T21/26**.

Le poussoir vient craboter ou non le touret et le support de broche selon que la broche est utilisée respectivement en mode tournage ou en mode fraisage. On retrouve alors deux configurations :

- Configuration broche indexée (partie gauche de la **figure 8, page T21/26**),
- Configuration broche non indexée (partie droite de la **figure 8, page T21/26**).

En mode tournage à axe B incliné, le système broche/touret craboté sur le support de broche permet de libérer le moteur que l'on considérera à l'arrêt dans cette phase. En mode fraisage, le système broche/touret n'est pas craboté au support de broche, ce qui limite l'utilisation du mode fraisage à des opérations n'engendrant pas d'efforts de coupe excessifs, donc plutôt des opérations de finition. En cas d'efforts de coupe importants, le système à vis globique et galets risque d'être détérioré. Le constructeur avertit d'ailleurs qu'il ne faut pas dépasser une certaine limite en fraisage.

Le constructeur spécifie également qu'en mode tournage le couple résistant maximal toléré sur le touret est  $C_r = 3000$  Nm. Pour faciliter la maintenance de la machine, le constructeur souhaite ne jamais avoir à changer le système de crabotage. En cas de choc donc de couple trop important, il est donc préférable que ce soit la liaison par adhérence (8 vis M12) qui se détériore (début de glissement puis rupture). Les vis sont donc serrées avec un couple maximal que nous allons calculer.

**Q34** Inscrire votre réponse dans le **cadre R34 de la notice 3/3**.

Le coefficient d'adhérence entre les surfaces liées par les vis est noté  $f_a$  et vaut 0.15.

On note respectivement  $R_i$  et  $R_e$  les rayons intérieur et extérieur de la surface de contact. On considérera que l'aire des 8 trous de passage est négligeable par rapport à l'aire de la section de contact. On note également  $Q$  l'effort normal transmissible par une vis. On considère que les vis utilisées sont des vis à tête hexagonale. On note  $D_v$ , le diamètre d'une vis et  $N_v$  le nombre de vis participant à la liaison.

1 – Donner l'expression littérale du couple  $C_a$  transmissible par adhérence entre les deux pièces, en fonction de  $f_a$ ,  $N_v$ ,  $R_i$ ,  $R_e$  et  $R_o$ .

2 – En déduire l'expression littérale de l'effort de serrage maximal  $Q$  que chaque vis doit transmettre pour que la liaison par adhérence réagisse lorsque le couple résistant vaut  $C_r$ ?

3 – Donner la valeur numérique de  $Q$ . Les valeurs numériques de  $R_i$  et  $R_e$  seront lues sur le **document 10, page D11/17**

**Q35** Inscrire votre réponse dans le **cadre R35 de la notice 3/3**.

Calculer, en utilisant le **document 14, page D15/17**, le couple maximal de serrage  $C_{s \max}$  à donner à chaque vis pour que l'on obtienne le fonctionnement souhaité.

### C.3.2 Présentation des supports du travail de conception

Pour cette partie de l'étude, il est demandé de définir l'ensemble du mécanisme d'entraînement de la broche. Pour cela, le candidat dispose du **calque n°1, de format A3 vertical, pré imprimé, et du calque n°2, de format A3 vertical, pré imprimé, fournis avec le sujet**.

Les éléments pré imprimés sur ce calque sont destinés à faciliter la mise en place des différents éléments à dessiner (voir **figure 9, page T23/26**).

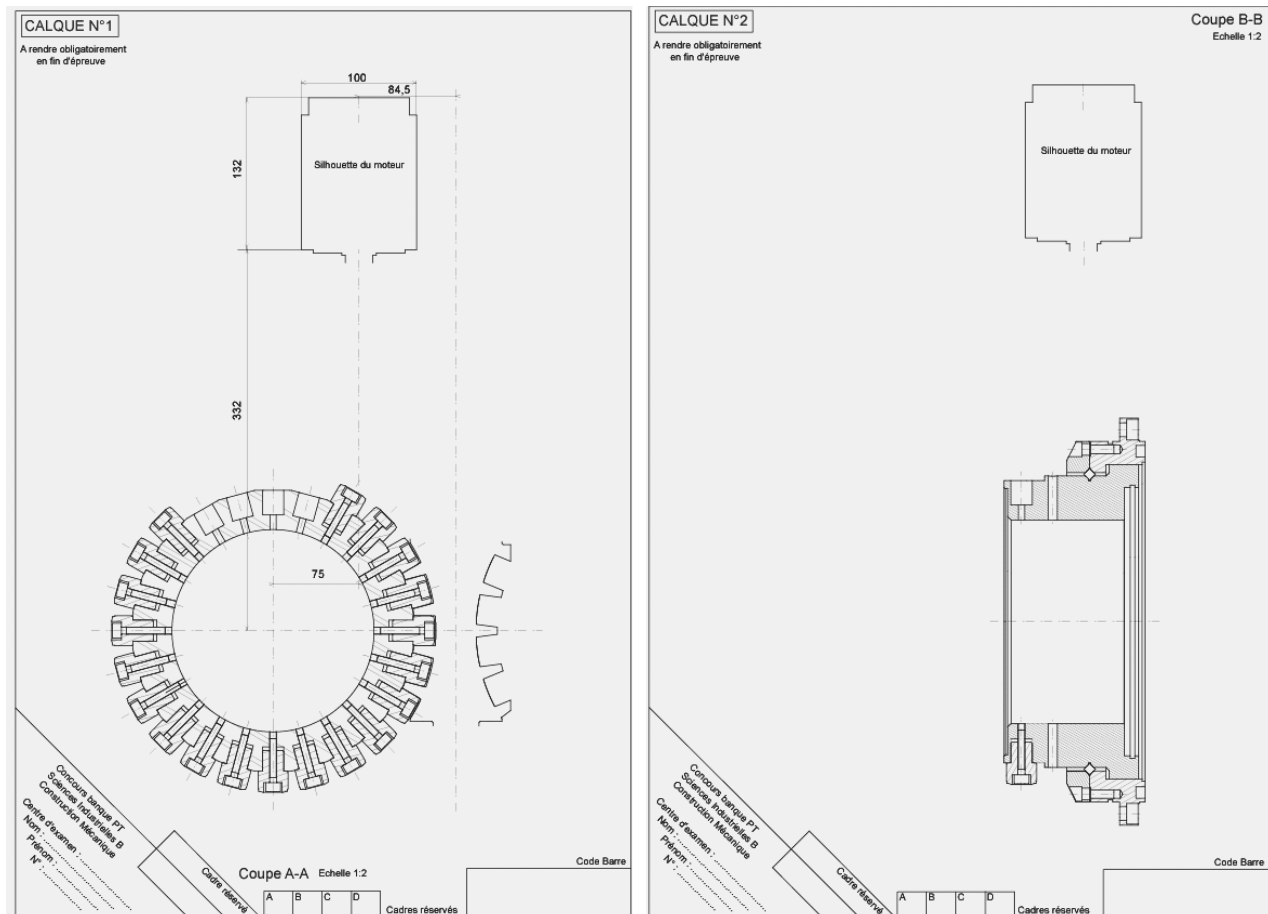


Figure 9 - Croquis de mise en page des calques pré imprimés fournis.

Le candidat trouvera l'axe de rotation du moteur et une représentation partielle simplifiée de la vis globique et du touret supportant les différents galets sur la coupe A-A (**Calque n°1, figure 9, page T23/26**). Attention, seule une partie de la vis globique est représentée afin de laisser libre le choix de la représentation de la liaison pivot entre la vis et le carter. Les formes et dimensions de la vis globique définie sur la **figure 9, page T23/26** devront être respectées. Il est important de noter ici que l'entraxe entre la vis et le touret a légèrement été modifié pour intégrer le nouveau système étudié. L'entraxe vaut désormais 159,5mm.

Le candidat devra également, pour préciser les formes du carter et notamment la liaison de l'axe entraîné par le moteur au support de broche, compléter la coupe B-B définie sur le **calque n°2 (figure 9, page T23/26)**. La **figure 10, page T24/26** précise l'agencement des différentes coupes à compléter ainsi que l'implantation des éléments à dessiner.

Le document **dessin pour réponses n°1, de format A4 vertical, pré imprimé**, représentant la coupe C-C du moteur définie sur le **document 16, page D17/17**, sera utilisé pour préciser la liaison du moteur au support de broche. Le candidat complètera la coupe C-C et représentera les formes de la fixation selon la vue F précisée sur le **dessin pour réponses n°1**.

Le document **dessin pour réponses n°2, de format A4 vertical, pré imprimé, mais vierge de tout élément prédéfini**, sera utilisé pour la représentation des croquis tracés à main levée.

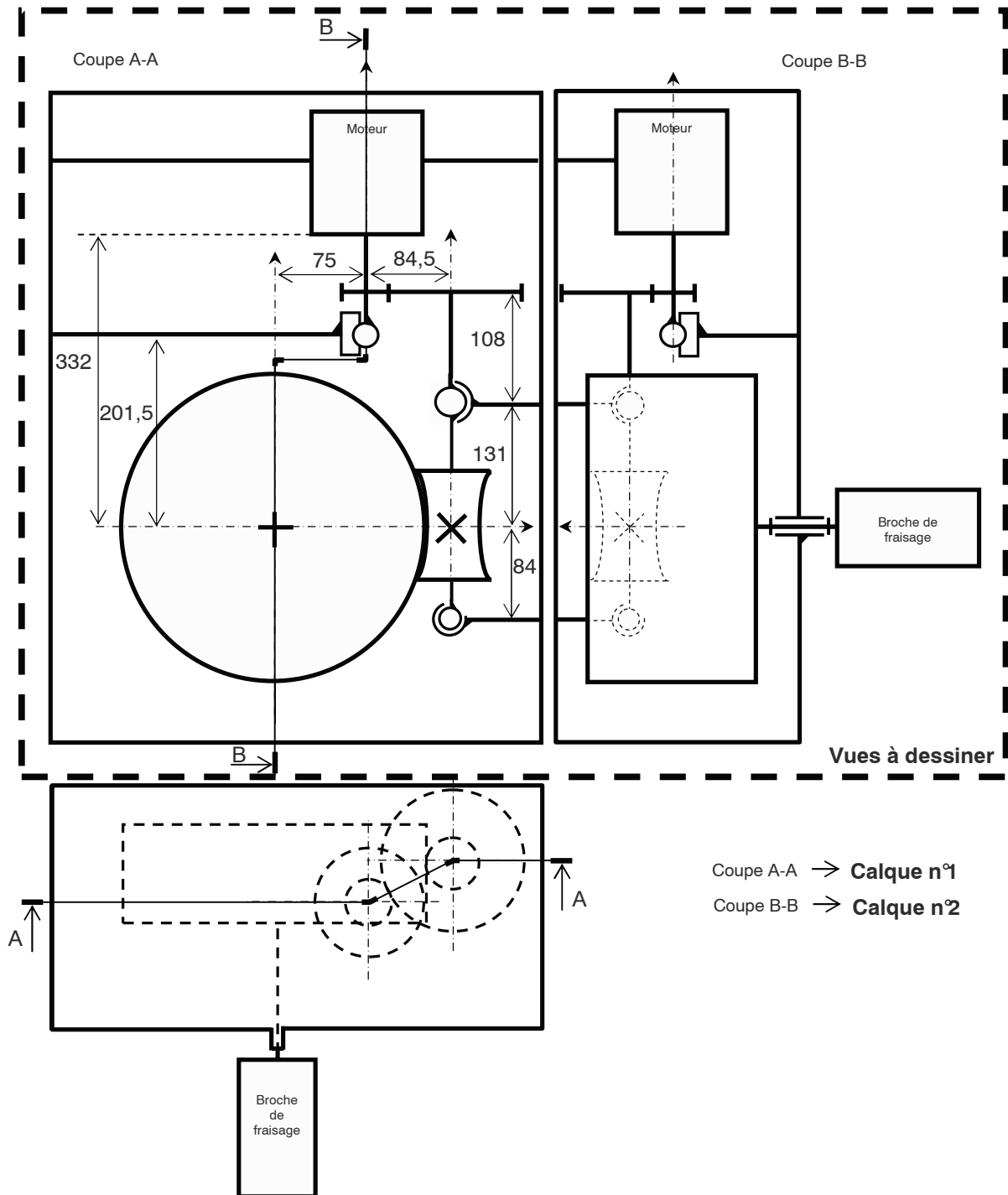


Figure 10 - Position des vues à dessiner

### C.3.3 Consignes spécifiques aux travaux graphiques

Les dessins sur calque sont à exécuter à l'échelle 1:2, aux instruments, avec pour l'essentiel mise au net au crayon respectant les épaisseurs de traits normalisées et les exigences d'une bonne lisibilité ; seuls les axes et les écritures seront tracés à l'encre noire. Les tracés de couleur ne sont pas admis. Les normes AFNOR seront respectées.

Les croquis à main levée seront exécutés au crayon, sans l'aide d'instruments (règle, équerre ou compas). La grosseur et la noirceur des traits assureront une lisibilité satisfaisante. Aucune échelle n'est imposée mais, toujours pour la lisibilité, il est demandé de la choisir au maximum compatible avec l'espace offert. De plus, il sera fait en sorte que les proportions des pièces soient



convenablement respectées, afin de ne pas introduire de distorsion de compréhension à la lecture. Le choix des points de vue assurera l'expression la plus claire possible des solutions retenues.

Les coupes, les positions de plans de coupes et les directions particulières d'observation seront clairement repérées en respectant les normes AFNOR en vigueur.

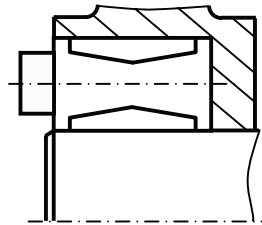
Les principales conditions fonctionnelles relatives aux liaisons représentées seront clairement indiquées en respectant les règles normalisées AFNOR.

### C.3.4 Choix constructifs retenus

Même si l'étude de la **partie C.2, pages T9/26 à T19/26** s'est essentiellement attachée aux systèmes classiques basés sur l'utilisation de roue et vis sans fin, nous admettrons qu'une partie des choix constructifs définis en **partie C.2** reste valable :

- Liaison des roues dentées sur leurs axes respectifs par manchons

Pour représenter en coupe le moyeu expansible de la série RTT, le candidat utilisera le symbole suivant en respectant son encombrement (**document 9, page D10/17**) :



- Définition des roulements à rouleaux coniques

Nous ferons l'hypothèse que les roulements proposés dans la **partie C2.5** restent valables pour le nouveau dispositif. Bien évidemment le calcul serait à refaire avec un effort axial sur la vis globique différent de celui encaissé par un système à roue et vis sans fin.

Le candidat utilisera pour le guidage de l'arbre du moteur un roulement à billes SNR de type 61904. Les caractéristiques de ce roulement sont précisées sur la **figure 12, document 2, page D2/17**.

### C.3.5 Travail demandé

Afin d'assurer toutes les fonctions de service et de satisfaire toutes les contraintes définies dans le cahier des charges fonctionnel (**pages T5/26 et T6/26**), et en utilisant au mieux les éléments fournis sur les **calques n°1 et n°2**, il est demandé de dessiner aux instruments, sur les vues en coupe prédéfinies du **calque n°1 et du calque n°2**, vos propositions de solutions pour la définition complète :

- de la liaison du premier pignon sur l'arbre moteur (le diamètre de l'arbre moteur au niveau de l'accouplement vaut 24 mm) ;
- de la liaison du second pignon sur l'arbre récepteur lié à la vis globique ;
- du guidage de la vis globique dans le carter ;
- des formes manquantes de ce guidage, les extrémités de la vis globique sont à définir à cette occasion ;
- des formes du carter : l'objectif est de minimiser sa masse ;
- de la liaison de l'axe supportant le premier pignon à l'axe du moteur ;
- de la liaison du moteur au carter (la silhouette du moteur est donnée sur le **document 16, page D17/17**) ; pour préciser les formes de cette liaison, la coupe C-C et la vue selon F du **document pour réponses n°1** devront alors être complétées.

- du guidage de l'arbre moteur dans le carter ;

Pour ces deux derniers points, il est demandé de définir des formes permettant un montage et un démontage aisé des pièces du système de transmission. En effet, le constructeur souhaite rationaliser la maintenance de ce type de machine. Il souhaite donc privilégier une standardisation des pièces afin de pouvoir assurer rapidement leur remplacement en cas de problème.

Il est également précisé que le moteur doit se situer à l'intérieur du carter.

Prévoir toutes dispositions permettant d'assurer :

- la montabilité de l'ensemble étudié ;
- sa maintenabilité ;
- l'absence de risque pour les humains proches ;
- la protection du milieu externe vis-à-vis du milieu interne, et inversement.

Le candidat devra spécifier brièvement la procédure de montage de l'ensemble des pièces sur le **calque n°2**.

Le candidat a la liberté de dessiner toute vue complémentaire aux vues demandées s'il juge qu'elles sont nécessaires à la compréhension globale de son travail.

Il devra notamment réaliser un ou plusieurs croquis perspectifs complétant la définition des formes externes ou internes du carter sur le document « **dessin pour réponses n°2** », **de format A4 vertical, fourni avec le sujet**. Ces formes devront naturellement respecter les **consignes spécifiques** énoncées au § C.3.2.

---





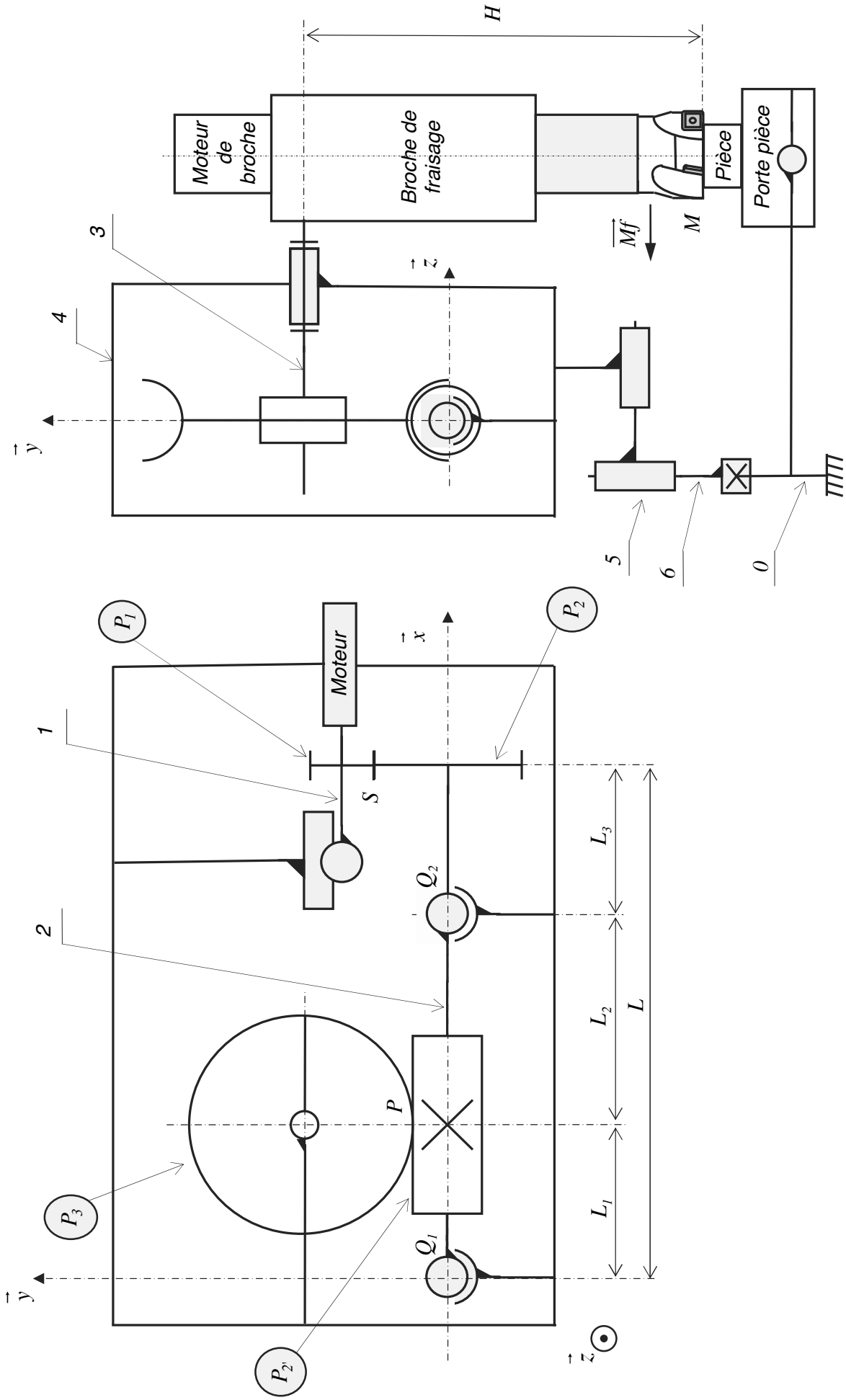
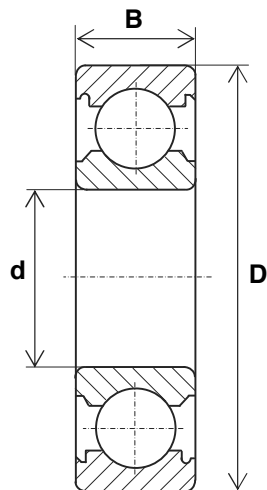


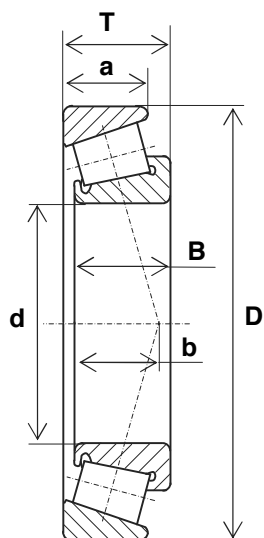
Figure 11 - Schéma technologique du système étudié

# DOCUMENT 2



DESIGNATION	d	D	B	C	C <sub>0</sub>
	mm	mm	mm	N	N
61802	15	24	5	2080	1260
61902	15	28	7	4350	2850
62202	15	35	14	7700	3750
62302	15	42	17	11300	5400
61803	17	26	5	2230	1460
61903	17	30	7	4600	2550
62203	17	40	16	9500	4750
62303	17	47	19	13600	6600
61804	20	32	7	3500	1930
61904	20	37	9	6000	2900
62204	20	47	18	12800	6600
62304	20	52	21	15900	7900
61805	25	37	7	3850	2420
61905	25	42	9	6700	3600
62205	25	52	18	14000	7900
62305	25	62	24	23600	12100
61806	30	42	7	4150	2900
61906	30	47	9	7200	4350
62206	30	62	20	19500	11300
62306	30	72	27	28000	15800

**Figure 12 – Roulements à une rangée de billes SNR**



DESIGNATION	d	D	T	B	a	b	C	C <sub>0</sub>	e	Y
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	N	N		
30203	17	40	13,3	12	11	9,75	20800	19000	0,34	1,74
30303	17	47	15,3	14	12	10	29000	26500	0,29	2,1
30204	20	47	15,3	14	12	11,25	30500	31000	0,35	1,74
30304	20	52	16,3	15	13	11,6	35000	33500	0,3	2
32005	25	47	15	15	11,5	11,5	28500	31500	0,43	1,39
32205	25	52	19,3	18	15	13,7	38500	43500	0,39	1,5
32305	25	62	25,3	24	20	15,6	62500	66000	0,3	2
32006	30	55	17	17	13	13,5	38000	45000	0,43	1,39
32206	30	62	17,3	16	14	13,75	46000	48500	0,37	1,6
32306	30	72	28,8	27	23	18	80000	88500	0,32	1,9
32007	35	62	18	18	14	15	46500	56000	0,45	1,32
32207	35	72	24,3	23	19	18,25	70000	80000	0,37	1,6
32307	35	80	32,8	31	25	20,7	99000	111000	0,32	1,9
32008	40	68	19	19	14,5	15	53000	65000	0,38	1,58
32208	40	80	24,8	23	19	19,75	78000	88000	0,37	1,6
32308	40	90	35,3	33	27	23,4	120000	145000	0,35	1,7

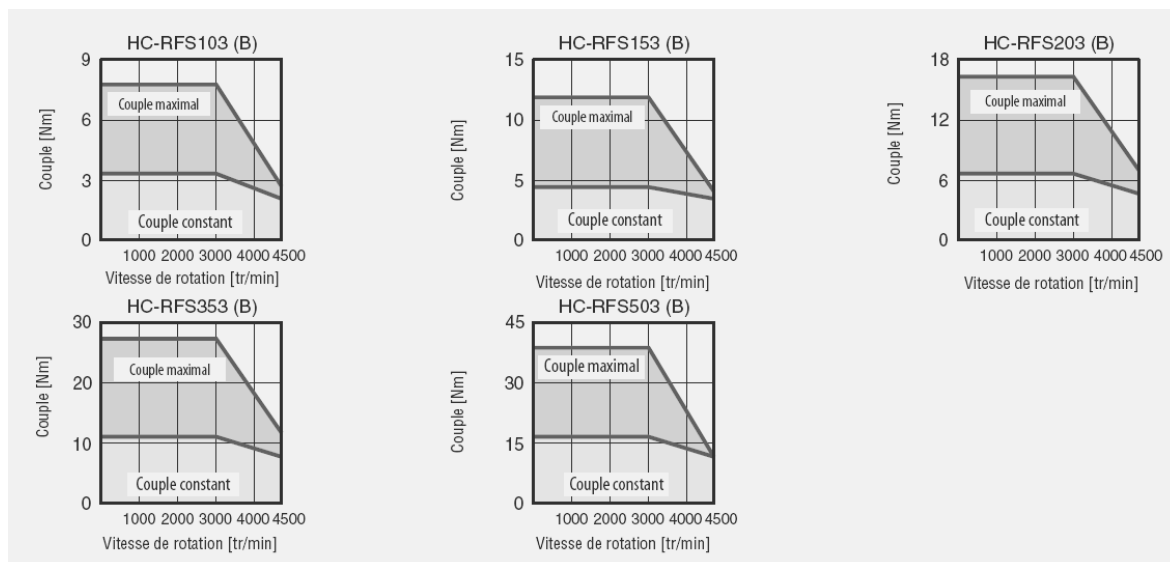
**Figure 13 - Roulements à rouleaux coniques SNR**

# DOCUMENT 3

## ■ Données techniques des servomoteurs de la série HC-RFS (B) modèle 200 V

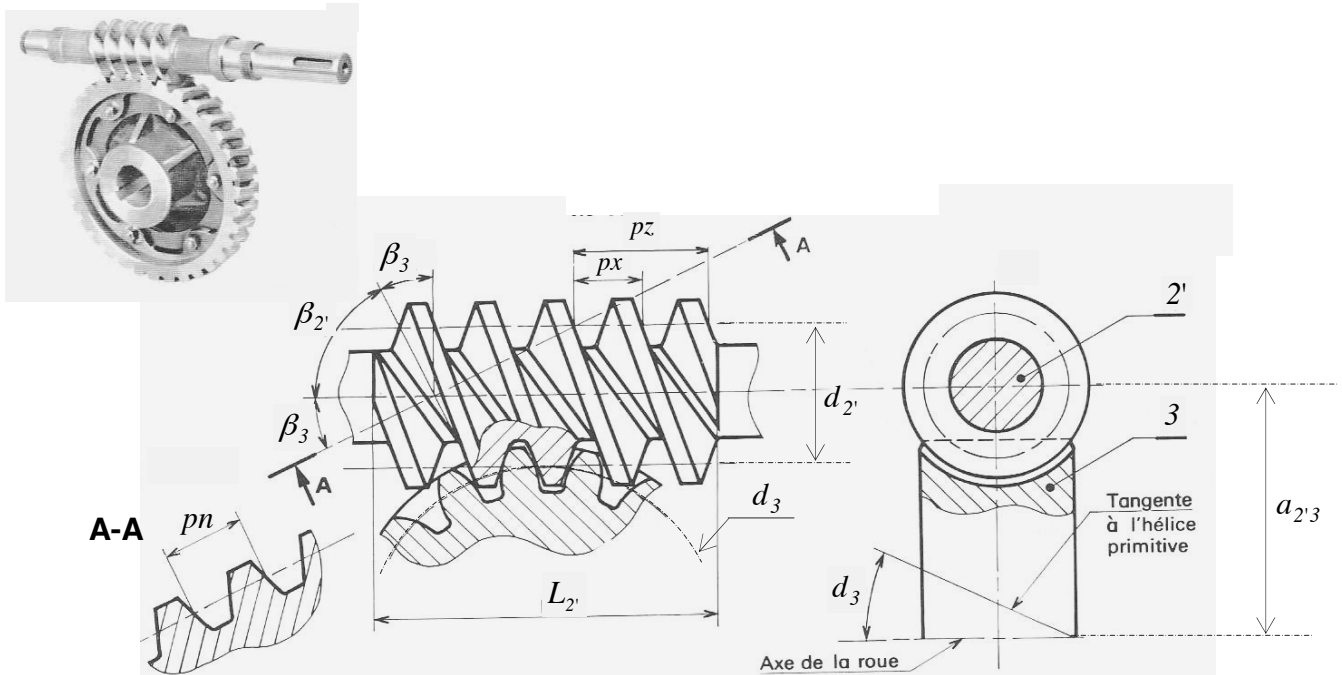
Servo motor model	HC-RFS103 (B) <sup>④</sup>	HC-RFS153 (B) <sup>④</sup>	HC-RFS203 (B) <sup>④</sup>	HC-RFS353 (B) <sup>④</sup>	HC-RFS503 (B) <sup>④</sup>	
Servoamplificateur utilisable	MR-J2S-200A/B	MR-J2S-200A/B	MR-J2S-350A/B	MR-J2S-500A/B	MR-J2S-500A/B	
Puissance apparente d'entrée [kVA] <sup>①</sup>	1,7	2,5	3,5	5,5	7,5	
Fonctionnement continu	puissance nominale de sortie [kW]	1	1,5	2	3,5	5,0
	couple nominal [Nm]	3,18	4,78	6,37	11,1	15,9
Couple maximale [Nm]	7,95	11,9	15,9	27,9	39,7	
Vitesse nominale [tr/min]	3000	3000	3000	3000	3000	
Vitesse maximale [tr/min]	4500	4500	4500	4500	4500	
Vitesse maximale admissible [tr/min]	5175	5175	5175	5175	5175	
Intensité nominale [A]	6,1	8,8	14	23	28	
Intensité maximale [A]	18,4	23,4	37	58	70	
Cycles de freinage de la résistance de freinage [1/min] <sup>③</sup>	sans résistance de freinage suppl.	1090	860	710	174	125
	avec MR-RFH400 (600 W)	5450	4300	3550	669	479
Moment d'inertie J [ $\times 10^{-4}$ kg m <sup>2</sup> ]	1,5	1,9	2,3	8,6	12	
Rapport recommandé entre le moment d'inertie de la charge et le moment d'inertie du servomoteur	$\leq 5$					
Détecteur de vitesse / position	Résolution par encodeur / rotation du servomoteur : 131072 impulsions/tour (17 bit)					
Structure	Refroidissement naturel (classe de protection : IP 65)					
Conditions ambiantes	température ambiante	Fonctionnement : 0 – 40 °C (sans exposition au gel); stockage : -15 – 70 °C (sans exposition au gel)				
	humidité relative de l'air	Fonctionnement : maximum 80 % (sans condensation); stockage : maximum 90 % (sans condensation)				
	environnement	Implantation à l'intérieur (pas de lumière directe du soleil); aucun gaz agressif ou inflammable, aucune vapeur d'huile, aucun poussière				
	altitude/ vibrations <sup>②</sup>	Maximum 1000 m d'altitude; résistance aux vibrations X: 24,5 m/s <sup>2</sup> , Y: 24,5 m/s <sup>2</sup>				
Poids [kg]	moteur	3,9	5,0	6,2	12	17
Référence de commande	Réf	134853	134854	134855	134856	134857

**Figure 14 - Données techniques des servomoteurs de la série HC-RFS**



**Figure 15 - Caractéristiques du couple des servomoteurs de la série HC-RFS**

## DOCUMENT 4 : Caractéristiques des systèmes roue et vis sans fin



Les systèmes roue et vis sans fin sont caractérisés par les paramètres suivants :

- Nombre de filets de la vis sans fin :  $Z_{2'}$  ;
- Nombre de dents de la roue :  $Z_3$  ;
- Angles d'inclinaison de l'hélice de la vis :  $\beta_{2'}$  ;
- Angles d'inclinaison de l'hélice de la roue :  $\beta_3$  ;
- Module pour la vis et pour la roue :  $m_{2'3}$  ;
- Pas de la vis :  $pn = m_{2'3} \cdot \pi$  ;
- Pas axial de la vis :  $px = \frac{pn}{\cos \beta_3}$  ;
- Pas de l'hélice de la vis :  $pz = px \cdot Z_{2'}$  ;
- Diamètre primitif de la vis :  $d_{2'} = \frac{pz}{\pi \cdot \tan \beta_3} = \frac{m_{2'3} \cdot Z_{2'}}{\cos \beta_{2'}}$  ;
- Diamètre primitif de la roue :  $d_3 = \frac{m_{2'3} \cdot Z_3}{\cos \beta_3}$  ;
- Longueur de la vis :  $L_{2'}$  ;
- Angle de frottement entre la vis et la roue :  $\varphi_{2'3}$  ;
- Rendement du système :  $\eta_{2'3} = \frac{\tan \beta_3}{\tan (\beta_3 + \varphi_{2'3})}$  .

$$\beta_{2'} + \beta_3 = 90^\circ$$

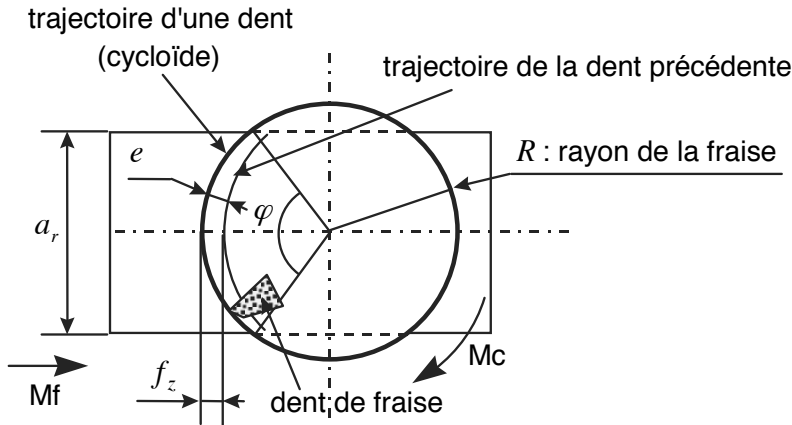


# DOCUMENT 5 : PUISSANCE CONSOMMEE EN FRAISAGE

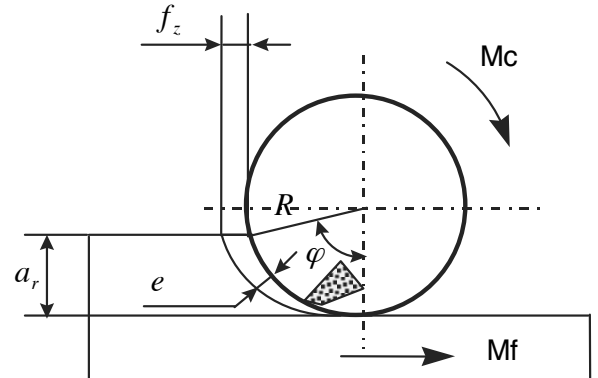
## 1- Etude des efforts de coupe en fraisage

En fraisage, contrairement au tournage, on constate que la section du copeau n'est pas constante pendant la coupe. Par conséquent, l'effort de coupe sur une dent en prise est variable.

### Exemple pour un surfacage centré



### Exemple pour un fraisage de profil



- $a_r$  : engagement radial
- $f_z$  : avance par dent
- $\varphi$  : angle d'engagement d'une dent
- $e$  : épaisseur variable du copeau

### 1-1 Détermination de l'épaisseur moyenne du copeau

L'aire de copeau enlevé par une dent est :  $A = a_r \cdot f_z$

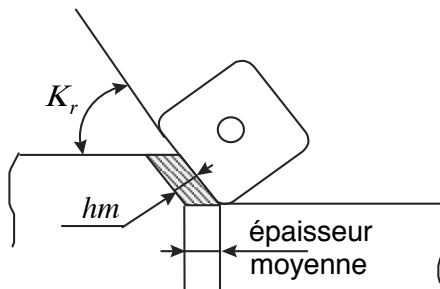
La longueur parcourue par la dent est :  $L = R \cdot \varphi$  avec  $\varphi$  en radians

L'épaisseur moyenne du copeau est donc :  $hm = \frac{A}{L} = \frac{a_r \cdot f_z}{R \cdot \varphi}$

En surfacage centré :  $\varphi = 2 \cdot \text{Arc sin} \left( \frac{a_r}{2R} \right)$

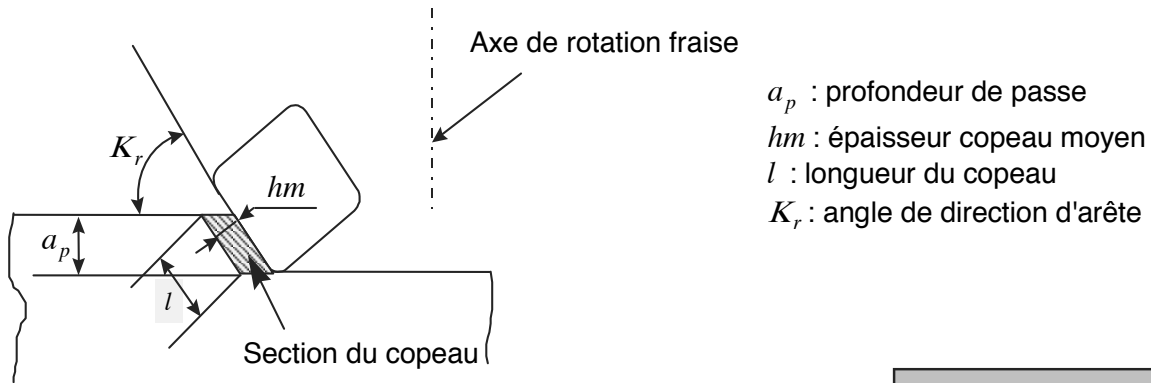
En fraisage de profil :  $\varphi = \text{Arc cos} \left( \frac{R - a_r}{R} \right)$

Etude de l'influence de l'angle  $K_r$  d'orientation de l'arête :



$$hm = \frac{a_r \cdot f_z \cdot \sin K_r}{R \cdot \varphi}$$

## 1-2 Détermination de l'effort de coupe résultant $F_c$ pour une dent



La section du copeau est :  $S = hm \cdot l = \left( \frac{a_r \cdot f_z \cdot \sin K_r}{R \cdot \varphi} \right) \cdot \left( \frac{a_p}{\sin K_r} \right) \Leftrightarrow$

$$S = \frac{a_r \cdot a_p \cdot f_z}{R \cdot \varphi}$$

L'effort de coupe  $F_c$  pour une dent est donc :  $F_c = K_c \cdot S$

La pression spécifique de coupe  $K_c$  sera déterminée à partir du tableau donné sur le document, et en appliquant les facteurs correctifs dus à l'épaisseur  $hm$  du copeau et à l'angle de coupe  $\gamma$ .

Or, il y a plusieurs dents en prise. On notera  $n_d$  le nombre de dents en prise dans la matière :

$$n_d = 1 + \text{partie entière} \left( \frac{Z \cdot \varphi}{2\pi} \right)$$

$Z$  : nombre de dents de la fraise  
 $\varphi$  : angle parcouru par une dent dans la matière

L'effort total de coupe est donc :  $F_c = K_c \cdot S \cdot n_d$

$$F_c = K_c \cdot \left( \frac{a_r \cdot a_p \cdot f_z}{R \cdot \varphi} \right) \cdot \left( 1 + \text{partie entière} \left( \frac{Z \cdot \varphi}{2\pi} \right) \right)$$

## 2- Puissance consommée pour une opération de fraisage

La puissance consommée pour une opération de fraisage est estimée par la relation suivante :

$$P_c = F_c \cdot V_c$$

$P_c$  : puissance consommée par la coupe en W ;  
 $F_c$  : effort de coupe en N ;  
 $V_c$  : vitesse de coupe en m/s.

## DOCUMENT 6 : DETERMINATION DE LA PRESSION SPECIFIQUE DE COUPE

La pression spécifique de coupe  $K_c$  est fonction de la matière usinée, de sa résistance à la traction  $R_m$  et de l'épaisseur du copeau  $hm$  (donc de l'avance  $f$  et de l'angle  $K_r$  de direction de l'arête de coupe).

Les fournisseurs d'outils de coupe donnent un tableau des valeurs de  $K_{co}$  pour  $hm = 0,2 \text{ mm}$  et pour un outil avec un angle de coupe  $\gamma = 0^\circ$  (données SANDVIK COROMANT et HERTEL) :

<b>MATIERES</b>		<b><math>K_{co}</math> (N/mm<sup>2</sup>)</b>
Aciers ordinaires	S185 S275	2600
	S 355	2900
	E 335	3000
	E 360	3150
Aciers fins (non alliés)	C35 C40	2300
	C45 C55	2600
	C60	2850
Aciers alliés	16 Mn Cr 5	3400
	10 Ni Cr 6	3600
	35 Cr Mo 4	3800
	Acier inoxydable	3750
Fontes	EN-GJL 150	1360
	EN-GJL 200, EN-GJL 250	2100
	Fonte alliée	2300
	EN-GJMW, EN-GJMB, EN-GJS	1750
Alliages de Cuivre	Laiton Cu Zn 15	1150
	Bronze Cu Sn 8 P	2450
Alliages d'Aluminium	EN AC-AISi13	1000
	Alliage de moulage ( $R_r \leq 190 \text{ N/mm}^2$ )	850
	Alliage de moulage ( $190 < R_r < 270 \text{ N/mm}^2$ )	1000
	Alliage de moulage ( $270 < R_r < 370 \text{ N/mm}^2$ )	1220

Pour une épaisseur de copeau  $hm$  différente, il faut donc appliquer un facteur de correction  $k_1$  :

$hm$ (mm)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,60	0,70	0,80	1,00
$k_1$	1,50	1,23	1,10	1,00	0,94	0,89	0,85	0,81	0,79	0,76	0,72	0,69	0,66	0,6

De même, suivant la valeur de l'angle de coupe  $\gamma$ , il faut appliquer la correction  $k_2$  suivante :

$$k_2 = (1 - 0,013 \cdot \gamma)$$

d'où

$$K_c = K_{co} \cdot k_1 \cdot k_2$$

DOCUMENT 7

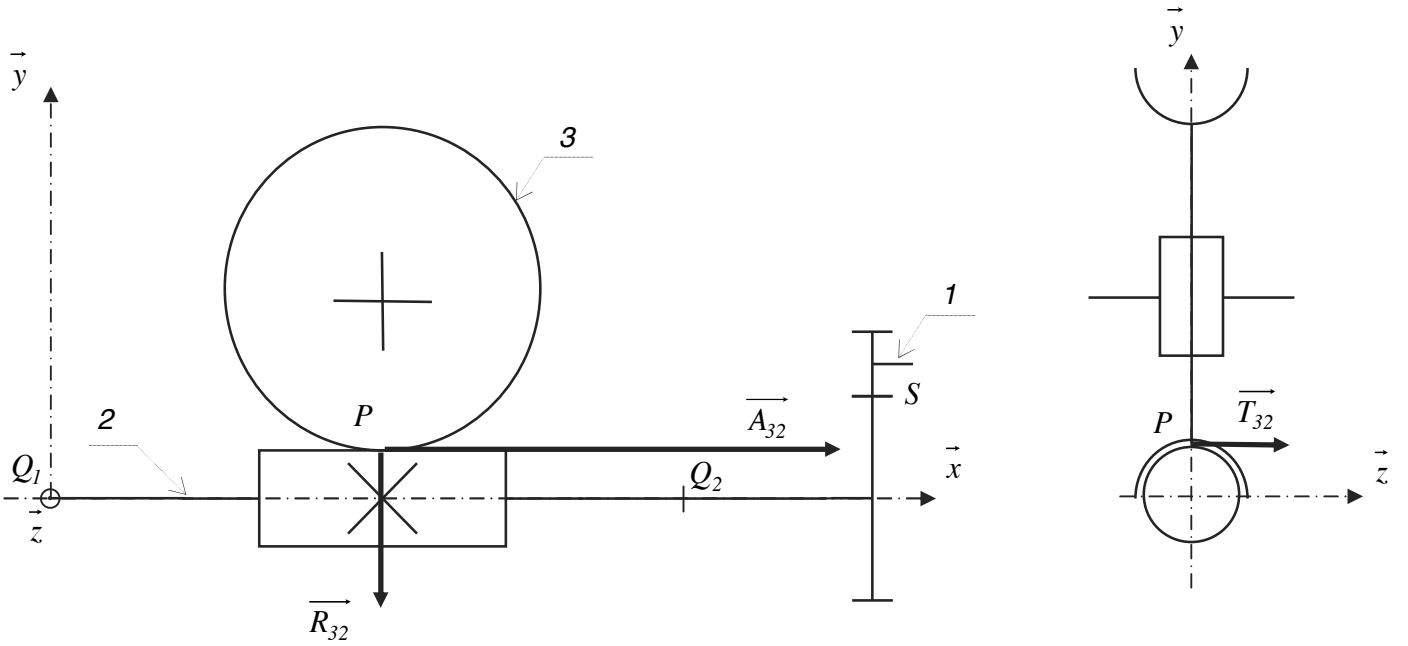


Figure 16 – Efforts  $\vec{A}_{32}$ ,  $\vec{R}_{32}$  et  $\vec{T}_{32}$

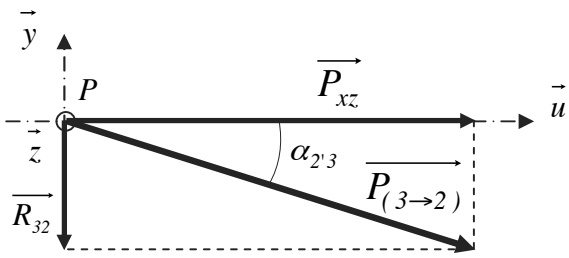


Figure 17 – Projections de  $\vec{P}_{(3 \rightarrow 2)}$  dans  $(P, \vec{u}, \vec{y})$

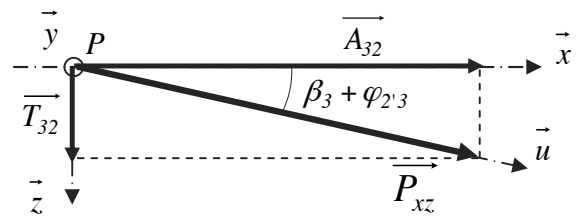


Figure 18 – Projections de  $\vec{P}_{xz}$  dans  $(P, \vec{x}, \vec{z})$

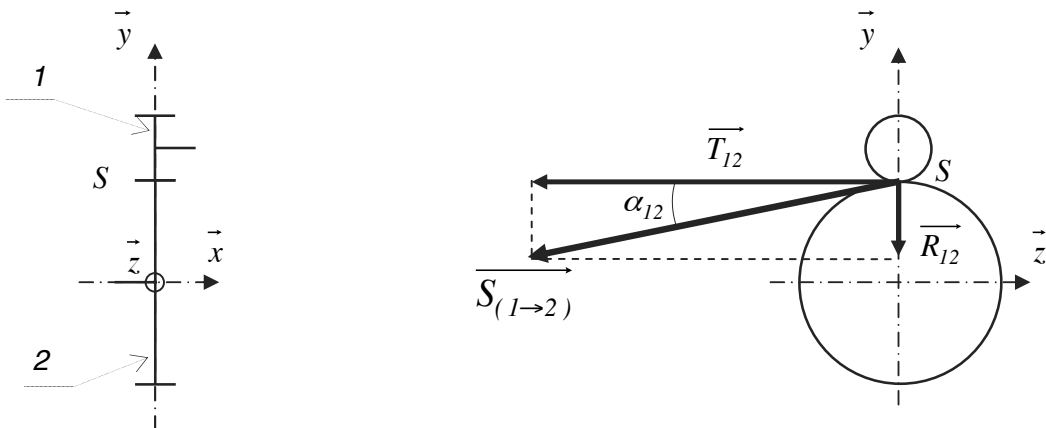
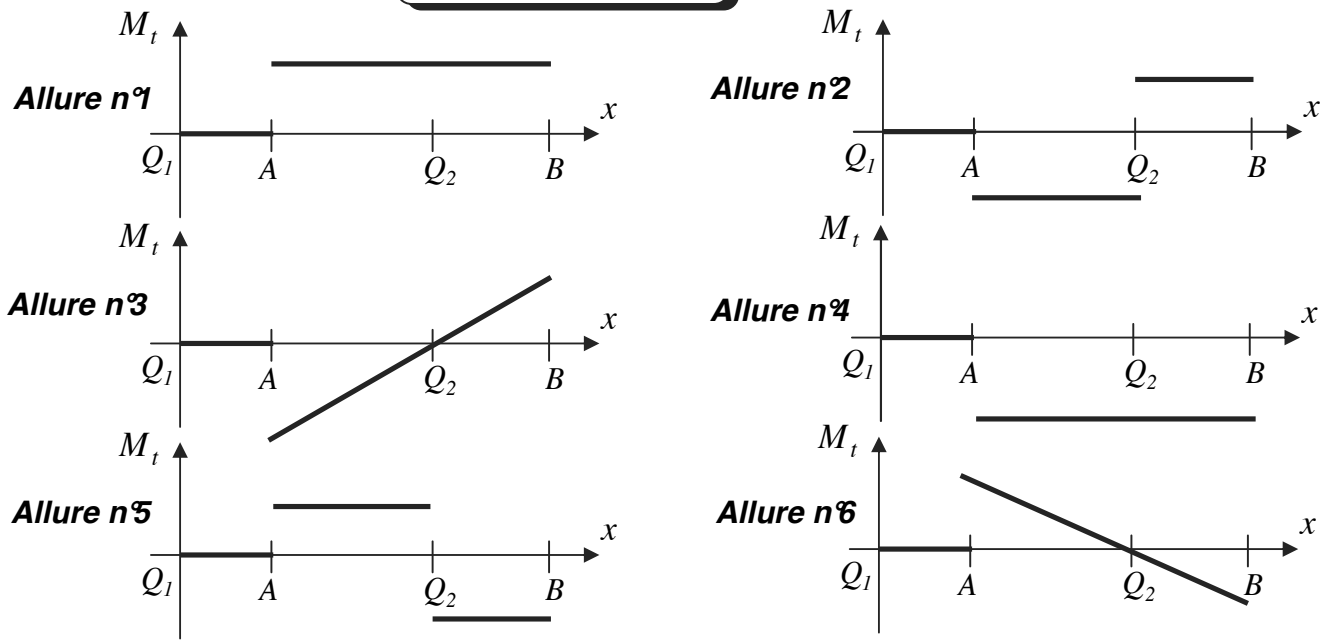
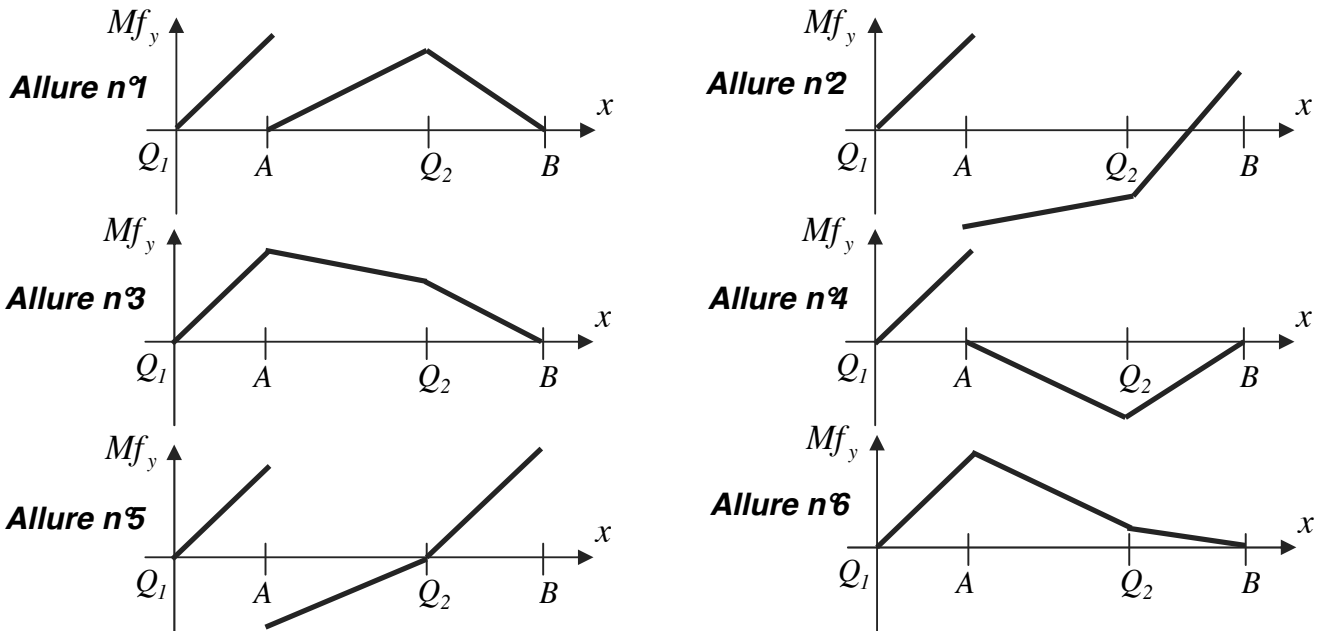


Figure 19 – Efforts  $\vec{R}_{12}$  et  $\vec{T}_{12}$  et action  $\vec{S}_{(1 \rightarrow 2)}$

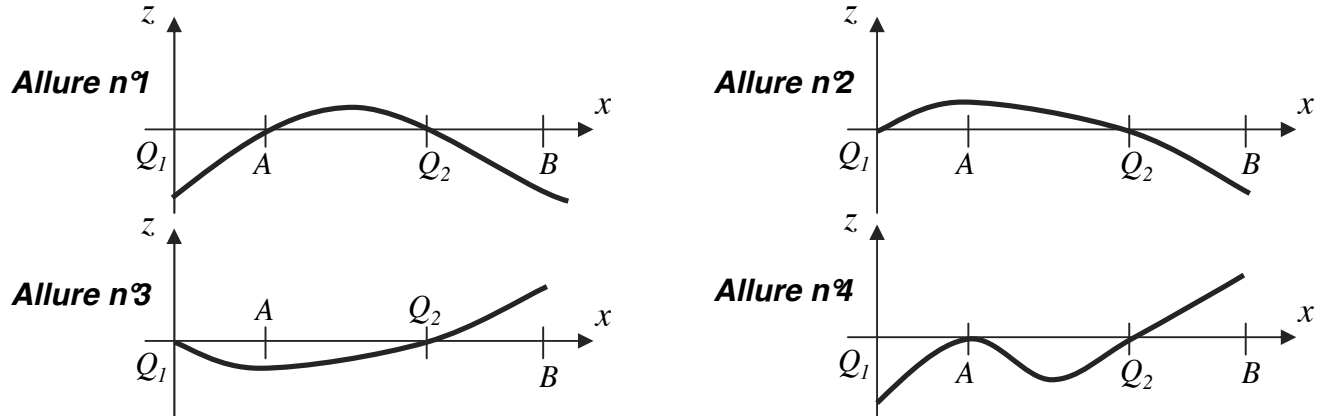
**DOCUMENT 8**



**Figure 20** – Allures du diagramme du moment de torsion  $M_t(x)$

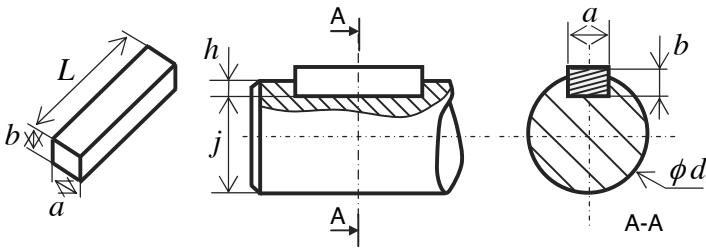


**Figure 21** – Allures du diagramme du moment de flexion  $M_{f_y}(x)$



**Figure 22** – Allures de déformées  $z(x)$

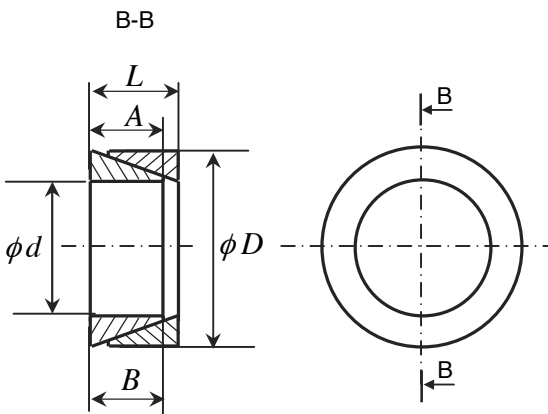
# DOCUMENT 9



**Figure 23** – Clavettes parallèles forme B

$d$ (mm)	$a$ (mm)	$b$ (mm)	$j$ (mm)
12 à 17 inclus	5	5	$d - 3$
17 à 22 inclus	6	6	$d - 3,5$
22 à 30 inclus	8	7	$d - 4$
30 à 38 inclus	10	8	$d - 5$
38 à 44 inclus	12	8	$d - 5$
44 à 50 inclus	14	9	$d - 5,5$

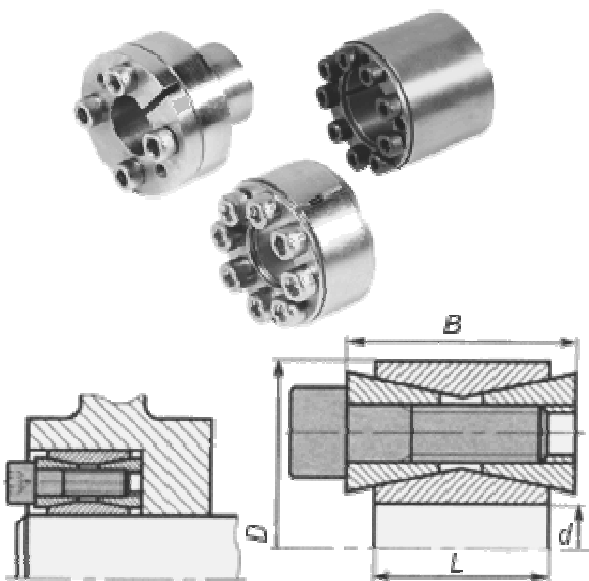
**Tableau 2** – Caractéristiques des clavettes parallèles



**Figure 24** – POWERLOCK Série PL

Référence	$\phi d$ (mm)	$\phi D$ (mm)	$L$ (mm)	$A$ (mm)	$B$ (mm)	Couple transmissible (Nm)
PL015x019E	15	19	6,3	5,3	5,3	22,1
PL016x020E	16	20	6,3	5,3	5,3	25,1
PL017x021E	17	21	6,3	5,3	5,3	28,3
PL018x022E	18	22	6,3	5,3	5,3	31,8
PL019x024E	19	24	6,3	5,3	5,3	35,3
PL020x025E	20	25	6,3	5,3	5,3	39,2
PL022x026E	22	26	6,3	5,3	5,3	47
PL024x028E	24	28	6,3	5,3	5,3	56,8
PL025x030E	25	30	6,3	5,3	5,3	60,8
PL028x032E	28	32	6,3	5,3	5,3	76,4
PL030x035E	30	35	6,3	5,3	5,3	88,2
PL032x036E	32	36	6,3	5,3	5,3	100
PL035x040E	35	40	7	6	6	136
PL036x042E	36	42	7	6	6	144
PL038x044E	38	44	7	6	6	160
PL040x045E	40	45	7	6	6	195

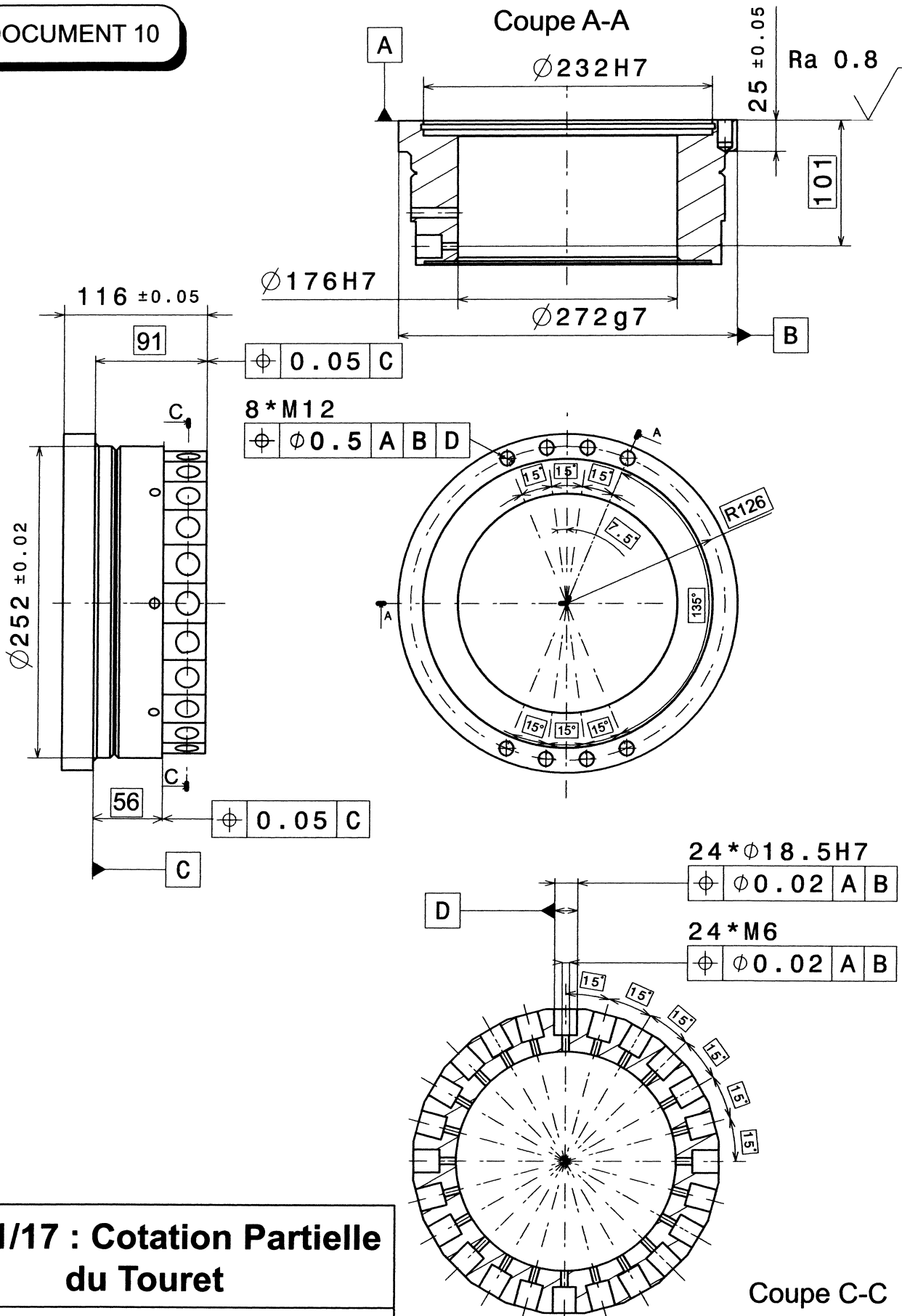
**Tableau 3** – Caractéristiques des POWERLOCK Série PL



**Figure 25** – POWERLOCK Série RTT

Référence	$\phi d$ (mm)	$\phi D$ (mm)	$L$ (mm)	$B$ (mm)	Vis M	Couple transmissible (Nm)
RTT-20-47	20	47	20	28	8xM6x18	270
RTT-22-47	22	47	20	28	8xM6x18	300
RTT-24-50	24	50	20	28	9xM6x18	360
RTT-25-50	25	50	20	28	9xM6x18	380
RTT-28-55	28	55	20	28	10xM6x18	500
RTT-30-55	30	55	20	28	10xM6x18	530
RTT-32-60	32	60	20	28	12xM6x18	630
RTT-35-60	35	60	20	28	12xM6x18	700
RTT-38-65	38	65	20	28	14xM6x18	860
RTT-40-65	40	65	20	28	14xM6x18	910
RTT-42-75	42	75	24	34	12xM8x22	1500
RTT-45-75	45	75	24	34	12xM8x22	1610
RTT-48-80	48	80	24	34	12xM8x22	1700
RTT-50-80	50	80	24	34	12xM8x22	1770

**Tableau 4** – Caractéristiques des POWERLOCK Série RTT



**D11/17 : Cotation Partielle  
du Touret**

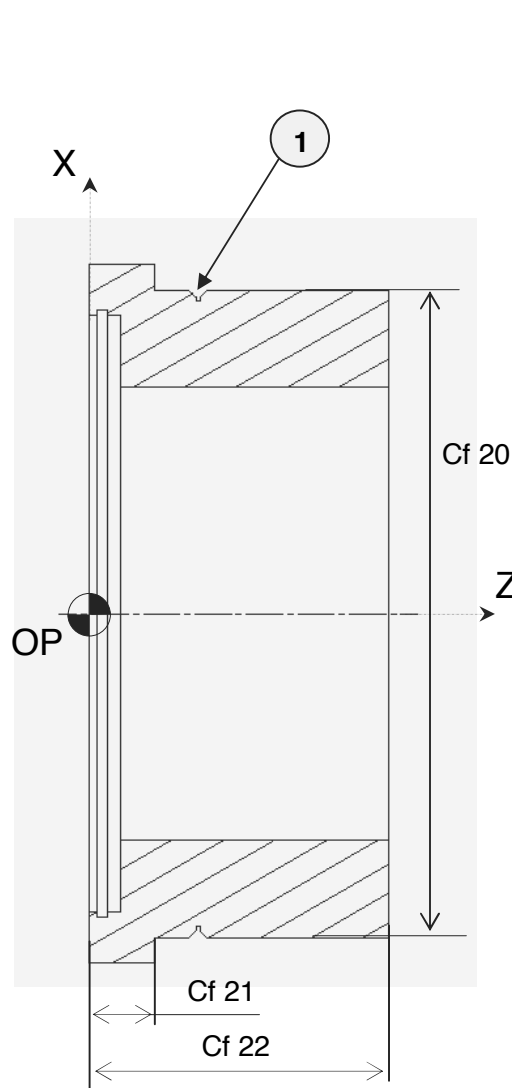
MATERIAU : 35 Ni Cr Mo 16

ECHELLE 1:4

TAILLE A4

<b>DOCUMENT 11</b> <b>CONTRAT DE PHASE</b> (incomplet)	Ensemble : Système d'entraînement de broche	<b>Bureau</b> <b>Des</b> <b>Méthodes</b>	
	Elément : TOURET		
<b>PHASE N° 20</b>	Matière : 35 Ni Cr Mo 16	Date : 05/2007	
	Programme : %3002	Machine : Tour CN	

Cf 20=  $\phi 252^{+0.02}_{-0.02}$   
Cf 21=  $25^{+0.05}_{-0.05}$   
Cf 22=  $116^{+0.05}_{-0.05}$



T1

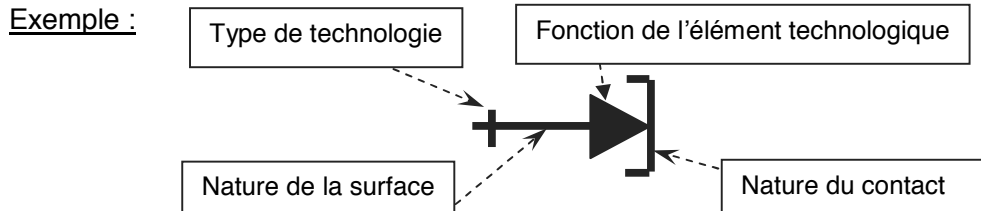
Désignation des opérations	Outils	Vc (m/min)	N (tr/min)	f (mm/tr)
a) Tournage ébauche du profil extérieur	T1 : PCLNR 16-16 avec plaquette CNMG 12 04 12	150		0,3
b) Tournage finition du profil extérieur	T2 : PCLNR 16-16 avec plaquette CNMG 12 04 16	200		0,1
c) Usinage de la gorge 1	Outil spécifique			



# DOCUMENT 12 : DEUXIEME PARTIE DE LA NORME NFE 04-013

La deuxième partie de la norme NFE 04-013 définit les symboles représentant sur la partie graphique des contrats de phase, les éléments d'appui et de maintien des pièces pendant les opérations d'usinage, de contrôle ou de manutention.

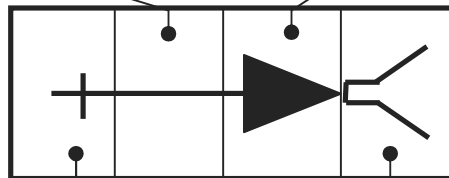
Chaque symbole est construit à l'aide d'un certain nombre de symboles élémentaires additifs dont le rôle est de préciser : la fonction de l'élément technologique, la nature du contact avec la surface, la nature de la surface de la pièce, le type de technologie de l'élément.



Détail des symboles élémentaires :

Nature de la surface de contact	Symbole
Surface usinée	—
Surface brute	▬

Fonctions des éléments technologiques	Symbole	Vue en projection Forme des touches
Mise en position	▶	
		centreur  complet  dégagé
Maintien en position	▷	



Type de technologie des éléments	Symbole
Appui fixe	+
Centrage fixe	○
Système à serrage	∞
Système à serrage concentrique	⊕
Système de soutien irréversible	⌞
Système de soutien réversible	⌟

Nature du contact	Symbole
Contact ponctuel	)
Contact surfacique	]
Contact strié	⌘
Contact dégagé	⌞
Cuvette	⌟
Pointe fixe	∇
Pointe tournante	∇
Palonnier	⌞
Vé	⌟

# DOCUMENT 13 : PUISSANCE CONSOMMEE EN TOURNAGE

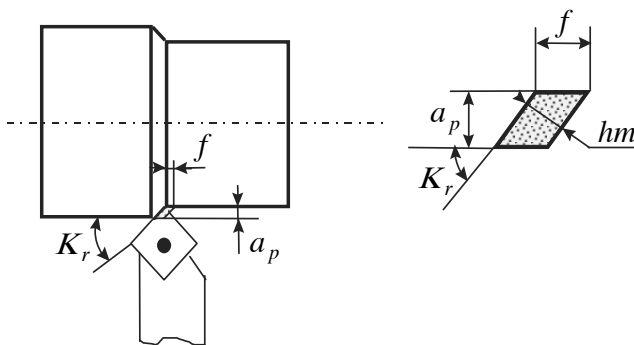
## 1- Effort de coupe en tournage

L'effort de coupe en tournage peut être estimé selon la formule :

$$F_c = K_c \cdot f \cdot a_p$$

$F_c$  : effort de coupe en N ;  
 $K_c$  : pression spécifique de coupe en  $N \cdot mm^{-2}$  ;  
 $f$  : avance en  $mm \cdot tr^{-1}$  ;  
 $a_p$  : profondeur de passe radiale en mm.

La pression spécifique de coupe  $K_c$  sera déterminée à partir du **document 6, page D7/16**, et en appliquant les facteurs correctifs dus à l'épaisseur  $hm$  du copeau et à l'angle de coupe  $\gamma$ . La valeur de  $hm$  est obtenue de la façon suivante :



$$hm = f \cdot \sin K_r$$

## 2- Puissance consommée pour une opération de tournage

La puissance consommée pour une opération de tournage est estimée par la relation suivante :

$$P_c = F_c \cdot V_c$$

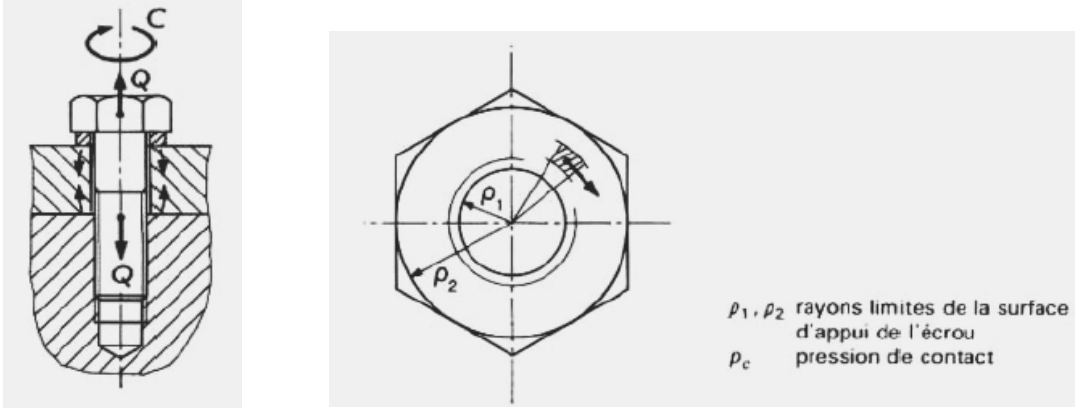
$P_c$  : puissance consommée par la coupe en W ;  
 $F_c$  : effort de coupe en N ;  
 $V_c$  : vitesse de coupe en m/s.

## DOCUMENT 14 : Assemblages par éléments filetés

Le document 14 est un formulaire simplifiant le calcul de l'effort normal  $Q$  transmissible par une vis soumise à un couple de serrage  $C$  :

$$Q = \frac{C}{0,16 \cdot p + (\rho_m + 0,583 \cdot D_2) \cdot f_a}$$

$Q$  et  $C$  sont définis conformément aux figures suivantes :



$p$  est le pas du filetage.

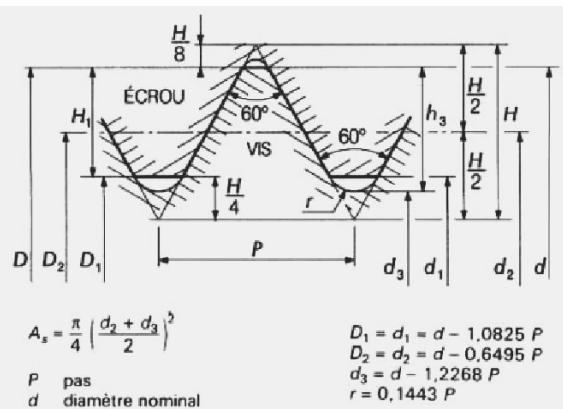
$f_a$  est le coefficient de frottement vis/écrou et vaut 0,15.

$\rho_m$  est donnée par  $\frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ . Pour une vis M12, nous considérerons que  $\rho_2$  vaut 9mm.

$\rho_2$  (le candidat est libre de faire des hypothèses sur cette valeur) et  $D_2$  sont donnés par le tableau ci-dessous :

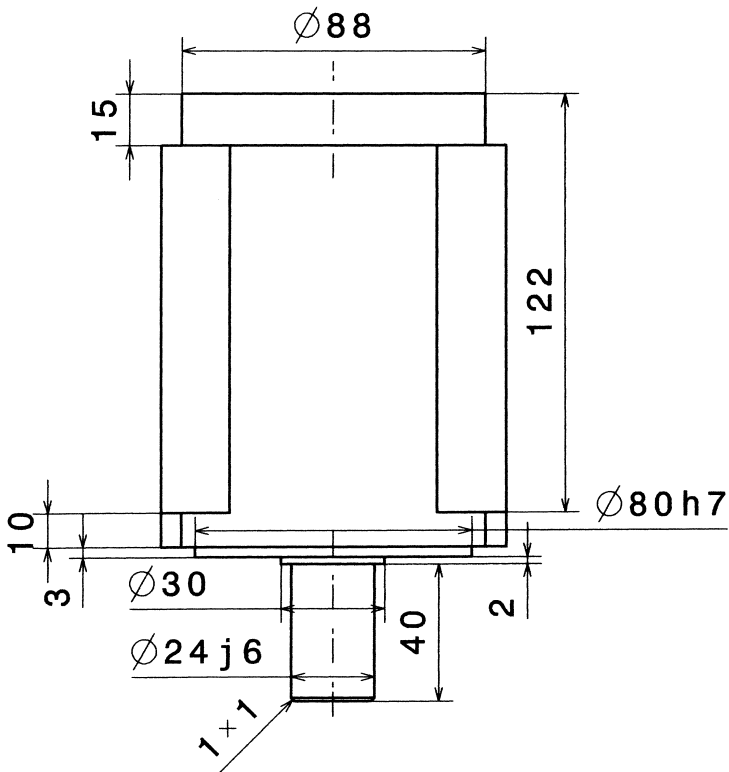
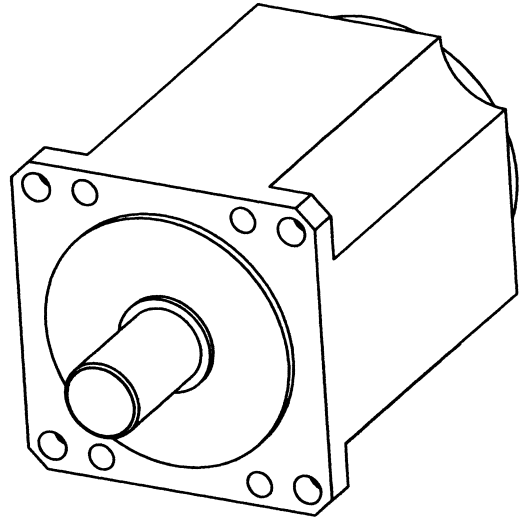
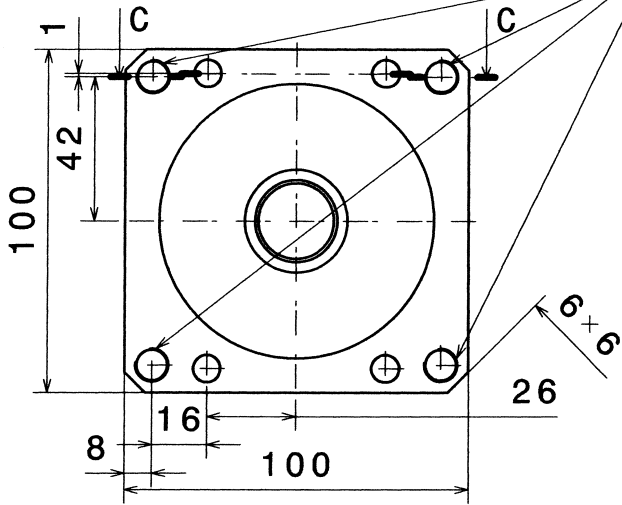
Diamètre nominal (2) $d = D$	Pas $P$	Valeurs calculées correspondantes				
		Diamètre surflancs $D_2$	Diamètre du noyau de la vis $d_3$	Diamètre intérieur de l'écrou $D_1$	Rayon à fond de filet (3) $r$	Section résistante $\frac{\pi}{4} \left( \frac{D_2 + d_3}{2} \right)^2$ ( $mm^2$ )
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	
8	1	7,350	6,773	6,918	0,144	39,2
10	1,25	9,188	8,466	8,647	0,180	61,2
12	1,25	11,188	10,466	10,647	0,180	92,1
14	1,5	13,026	12,160	12,376	0,216	125
16	1,5	15,026	14,160	14,376	0,216	167
18	1,5	17,026	16,160	16,376	0,216	216
20	1,5	19,026	18,160	18,376	0,216	272
22	1,5	21,026	20,160	20,376	0,216	333
24	2	22,701	21,546	21,835	0,289	384
27	2	25,701	24,546	24,835	0,289	496
30	2	28,701	27,546	27,835	0,289	621
33	2	31,701	30,546	30,835	0,289	761
36	3	34,051	32,319	32,752	0,433	865
39	3	37,051	35,319	35,752	0,433	1 028

(1) **Désignation** : par exemple, M8 x 1 (diamètre nominal  $d = 8$  mm et  $P = 1$  mm)  
 (2) **Employer de préférence les diamètres en caractères gras.**  
 (3)  $r$  = valeur calculée du rayon de l'outil neuf à profil circulaire (donnée seulement à titre indicatif).

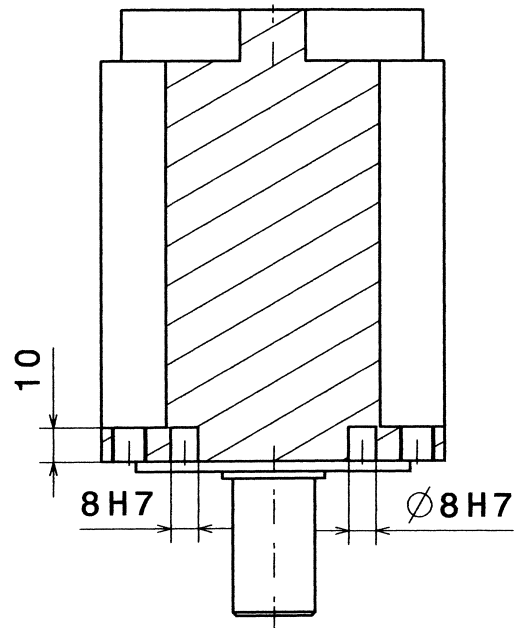


Paramètre	Désignation	Valeur numérique
$P_{nom}$	Puissance nominale du moteur	1,5 kW
$N_{nom}$	Vitesse nominale du moteur	3000 tr.min <sup>-1</sup>
$C_{nom}$	Couple nominal du moteur	4,78 Nm
$N_{max}$	Vitesse maximale du moteur	4500 tr.min <sup>-1</sup>
$C_{max}$	Couple maximal du moteur	11,9 Nm
$J_m$	Moment d'inertie du moteur	1,9.10 <sup>-4</sup> kg.m <sup>2</sup>
$J_{charge}$	Moment d'inertie de la charge	
$Ri$	Rapport d'inertie	
$\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{max}$	Accélération maximale à vide du moteur	62000 rad.s <sup>-2</sup>
$Z_1$	Nombre de dents du pignon $P_1$	26 dents
$Z_2$	Nombre de dents du pignon $P_2$	78 dents
$m_{12}$	Module des pignons $P_1$ et $P_2$	2 mm
$d_1$	Diamètre primitif du pignon $P_1$	
$d_2$	Diamètre primitif du pignon $P_2$	
$\alpha_{12}$	Angle de pression des pignons $P_1$ et $P_2$	20 °
$k_{12}$	Rapport de transmission des pignons $P_1$ et $P_2$	
$\eta_{12}$	Rendement du réducteur $P_1$ - $P_2$	100 %
$Z_{2'}$	Nombre de filets de la vis sans fin	2 filets
$Z_3$	Nombre de dents de la roue	48 dents
$m_{2'3}$	Module pour la vis et pour la roue	5,5 mm
$d_3$	Diamètre primitif de la roue	
$d_{2'}$	Diamètre primitif de la vis sans fin	
$k_{2'3}$	Rapport de transmission du système roue et vis sans fin	
$a_{2'3}$	Entraxe du système roue et vis sans fin	
$\varphi_{2'3}$	Angle de frottement pour la vis sans fin et la roue	6 °
$\alpha_{2'3}$	Angle de pression pour la vis sans fin et la roue	20 °
$\beta_3$	Angle d'inclinaison de l'hélice de la roue	10,27 °
$\beta_{2'}$	Angle d'inclinaison de l'hélice de la vis sans fin	
$\eta_{2'3}$	Rendement du système roue et vis sans fin	
$H$	Distance entre le point générateur de l'outil et l'axe de l'arbre 3	400 mm
$J_B$	Inertie de la broche de fraisage	4,5 kg.m <sup>2</sup>
$L_{10}$	Durée de vie des roulements SNR 32208	35000 h
$L$	Longueur $Q_1B$	323 mm
$L_1$	Longueur $Q_1A$	84 mm
$L_2$	Longueur $Q_1Q_2$	131 mm
$L_3$	Longueur $Q_2B$	108 mm
$N_2$	Vitesse nominale de l'arbre intermédiaire 2	
$G$	Module de Coulomb du matériau pour l'arbre intermédiaire 2	80000 MPa

4 Taraudages M10\*10



Coupe C-C



<b>D17/17 : SILHOUETTE SIMPLIFIEE DU MOTEUR</b>		<b>D17/17</b>
ECHELLE 1:2	TAILLE A4	





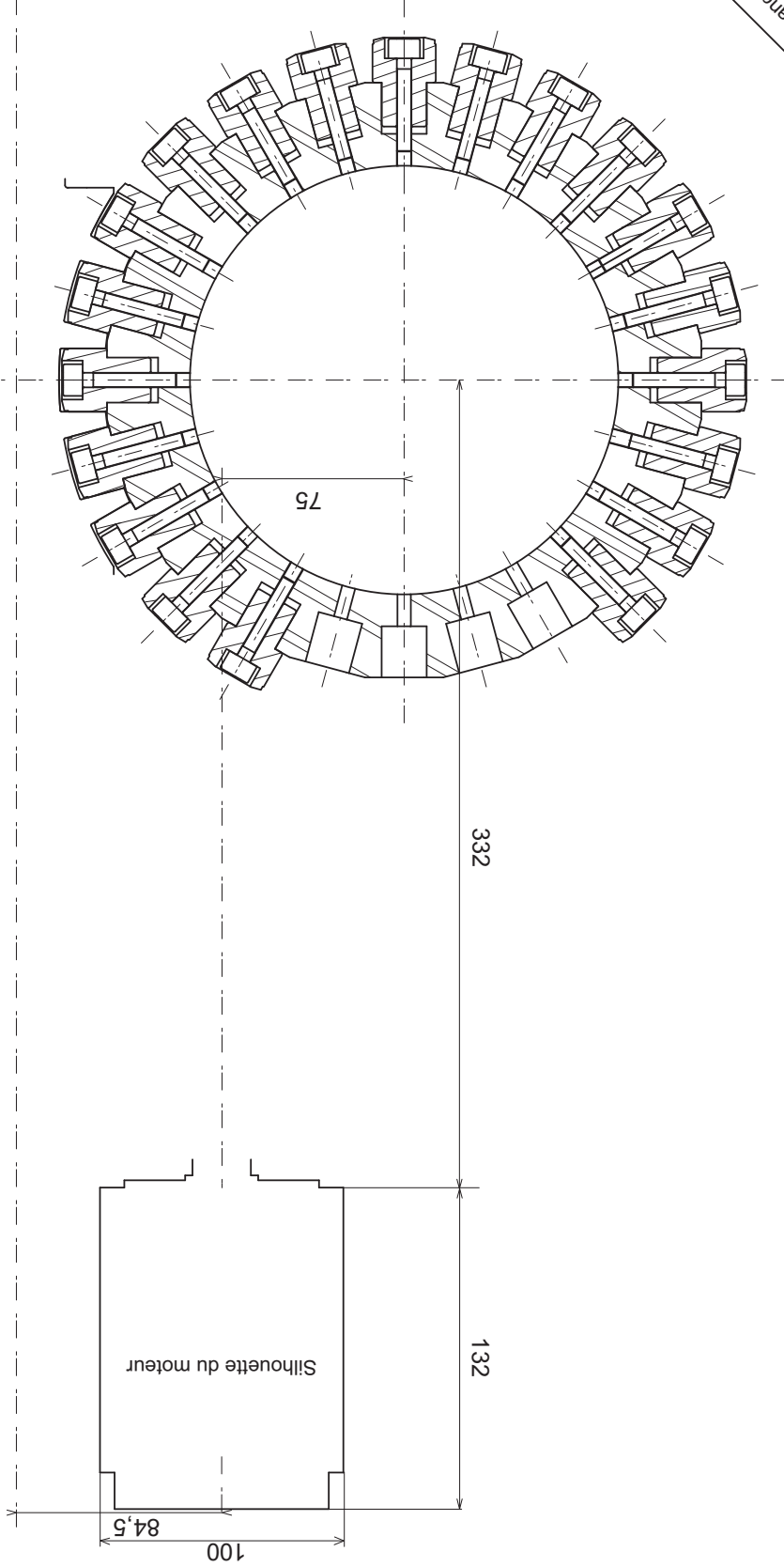




A rendre obligatoirement  
en fin d'épreuve

CALQUE N°1

Concours Banque PT  
Sciences Industrielles B  
Construction Mécanique  
Nom : .....  
Prénom : .....  
N° : .....



Coupe A-A  
Echelle 1:2

A  
B  
C  
D

Cadres réservés

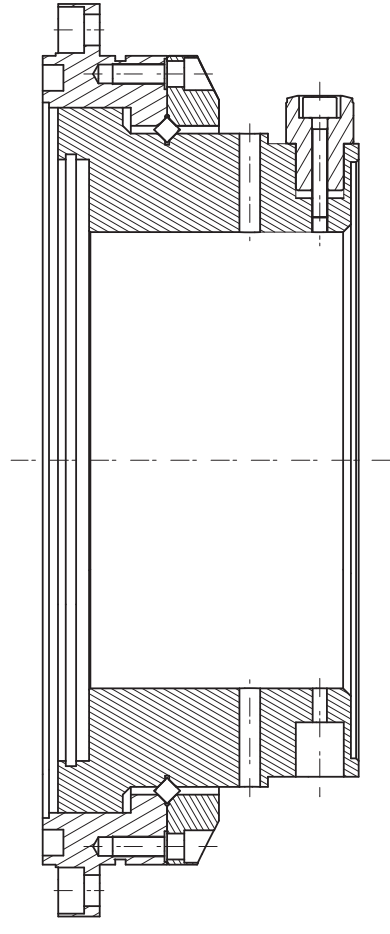
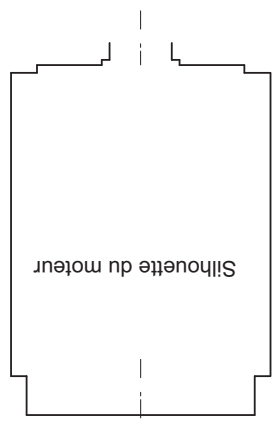
Cadre réservé

Code Barre

A rendre obligatoirement  
en fin d'épreuve

**CALQUE N°2**

**Coupe B-B**  
Echelle 1:2



Code Barre

Cadres réservés

A  
B  
C  
D

Cadre réservé

Concours banque PT  
Sciences Industrielles B  
Construction Mécanique  
Nom : .....  
Prénom : .....  
N° : .....

# DOCUMENT POUR REPONSE N°2

A rendre obligatoirement  
en fin d'épreuve

Code Barre

Concours banque PT  
Sciences Industrielles B  
Construction Mécanique

Centre d'examen : .....  
Nom : .....  
Prénom : .....  
N° : .....

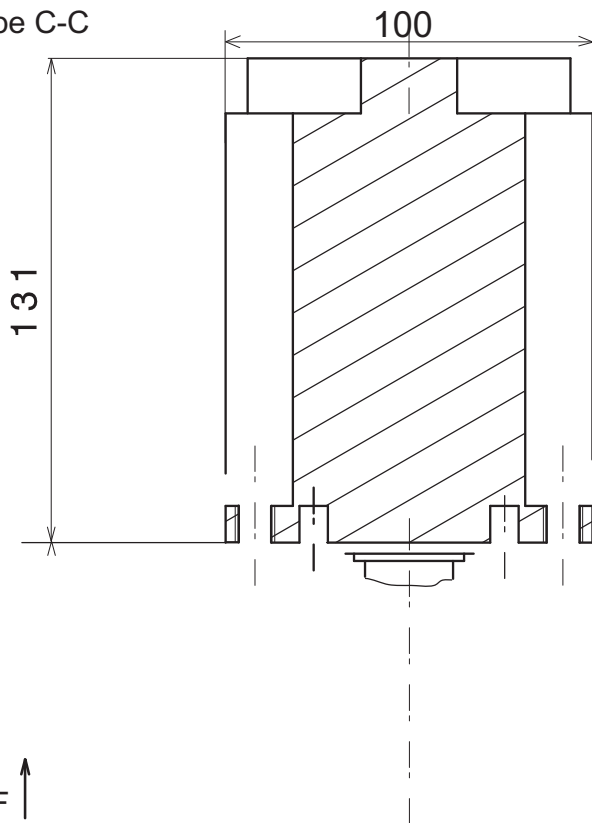
Cadre réservé

A	B	C	D
---	---	---	---

Echelle 1:5  
Cadres réservés

# DOCUMENT POUR REPONSE N°1

Coupe C-C



Code Barre

Fixation du moteur sur le bâti  
A rendre obligatoirement  
en fin d'épreuve

Vue F ↑

Concours banque PT  
Sciences Industrielles B  
Construction Mécanique

Nom : .....  
Prénom : .....  
N° : .....

Cadre réservé

Vue F (détails des formes de la fixation)

A	B	C	D
---	---	---	---

Echelle 1:2  
Cadres réservés

**K14G**

Ne rien écrire dans ce cadre

NOM : .....

Prénom : .....

Académie : .....

N° d'inscription : .....

CONCOURS BANQUE PT

SCIENCES INDUSTRIELLES B

**NOTICE JUSTIFICATIVE 1/3**

**A rendre à la fin de l'épreuve**

***Dépliez la feuille S.V.P.***

**R1**

1 - Valeur numérique du rapport de transmission  $k_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  :

2 - Valeurs numériques des diamètres primitifs  $d_1$  et  $d_2$  :

**R2**

1 - Détermination des caractéristiques du système roue et vis sans fin :

2 - Matériaux utilisables :

pour la vis :

pour la roue :

**R3**

1 - Expression du couple résistant maximum autorisé  $C_r$  :

2 - Valeur numérique du couple  $C_r$  :

**R4**

1 - Expression de l'effort de coupe tangentiel  $F_{c_{max}}$  :

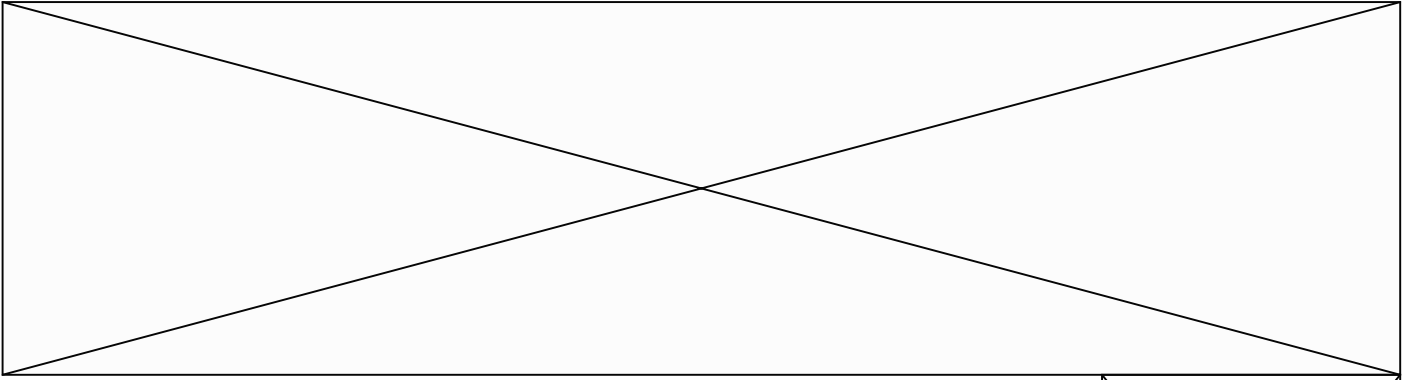
2 - Valeur numérique de  $F_{c_{max}}$  :

3 - Valeur numérique de l'effort  $F_c$  pour l'opération d'usinage donnée :

4 - Conclusion :

***Dépliez la feuille S.V.P.***

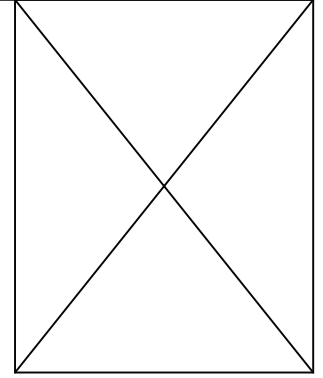
***Tournez la page S.V.P.***



**R5**

1 - Expression des composantes  $R_{12}$  et  $T_{12}$  :

2 - Expression des composantes  $A_{32}$ ,  $R_{32}$  et  $T_{32}$  :



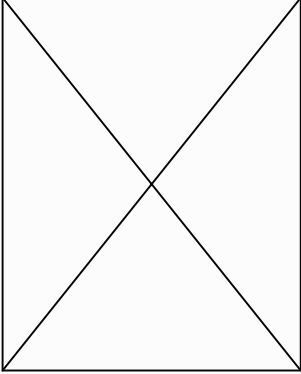
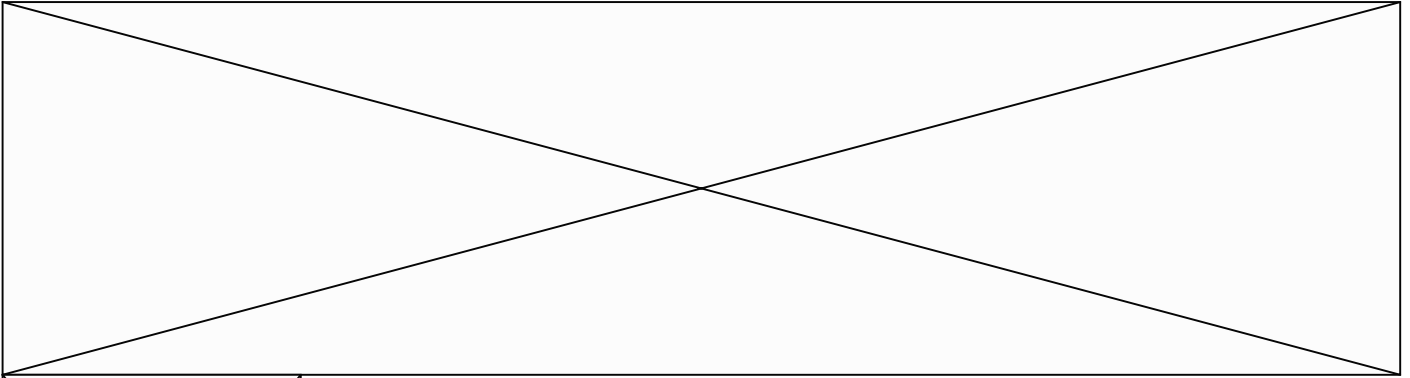
3 - Valeurs numériques de  $R_{12}$ ,  $T_{12}$ ,  $A_{32}$ ,  $R_{32}$  et  $T_{32}$  :

**R6**

1 - Expressions de  $Y_{Q_1}$ ,  $Z_{Q_1}$ ,  $Y_{Q_2}$  et  $Z_{Q_2}$  :

2 - Valeurs numériques de  $Y_{Q_1}$ ,  $Z_{Q_1}$ ,  $Y_{Q_2}$  et  $Z_{Q_2}$  :

3 - Pourquoi ne peut-on pas calculer  $X_{Q_1}$  et  $X_{Q_2}$  ?

**R7**

1 - Expression de l'accélération maximale  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{max}$  du moteur à vide :

2 - Valeur numérique de l'accélération  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{max}$  :

3 - Comparaison du résultat obtenu avec la valeur fournie par le constructeur :

**R8**

1 - Expression de l'énergie cinétique de l'ensemble (E) :

2 - Expression de l'inertie équivalente de la charge ramenée sur l'axe moteur  $J_{charge}$  :

**R9**

1 - Calcul du rapport d'inertie  $Ri$  :

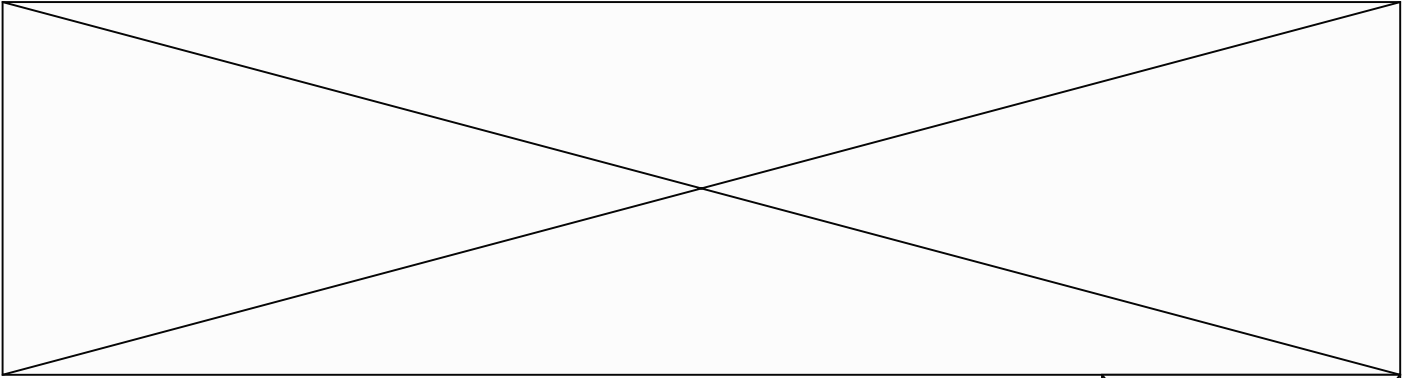
2 - Vérification du dimensionnement du moteur :

**R10**

1 - Expression de l'accélération  $\left(\frac{d\omega_m}{dt}\right)_{nom}$  du moteur au point de fonctionnement nominal :

2 - Expression du déplacement angulaire  $\theta_3(t)$  de la broche de fraisage :

3 - Comparaison avec les informations du constructeur :



**R11**

Justification du choix de roulements à rouleaux coniques :

**R12**

1 - Critères à observer pour le choix entre un montage en O ou en X :

2 - Solution envisagée dans notre montage :

Justification :

**R13**

Tolérances à spécifier pour les portées des roulements :

Arbre	Alésage

**R14**

Schéma technologique du guidage :



**K14G**

Ne rien écrire dans ce cadre

NOM : .....

Prénom : .....

Académie : .....

N° d'inscription : .....

CONCOURS BANQUE PT

SCIENCES INDUSTRIELLES B

**NOTICE JUSTIFICATIVE 2/3**

**A rendre à la fin de l'épreuve**

***Dépliez la feuille S.V.P.***

**R15**

1 - Expressions des coordonnées axiales  $F_{a_1}$  et  $F_{a_2}$  :

2 - Valeurs numériques de  $F_{a_1}$  et de  $F_{a_2}$  :

**R16**

1 - Expressions des charges dynamiques équivalentes  $P_1$  et  $P_2$  :

2 - Valeurs numériques de  $P_1$  et  $P_2$  :

**R17**

1 - Expression de la valeur minimale de la charge dynamique de base  $C_{min}$  :

2 - Valeurs numériques de  $N_2$  et de  $C_{min}$  :

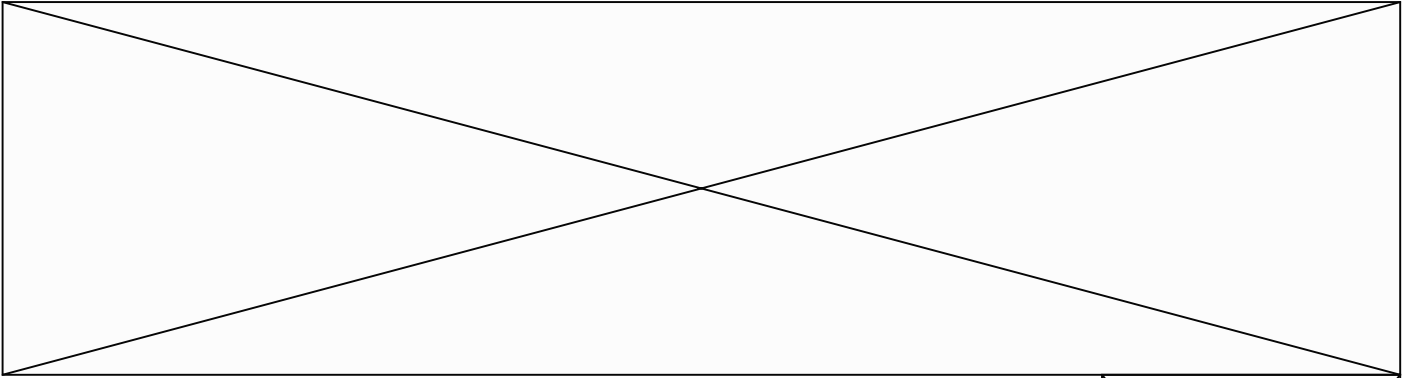
3 - Conclusion sur le choix des roulements :

**R18**

Interprétation de la durée de vie  $L_{10}$  :

***Dépliez la feuille S.V.P.***

***Tournez la page S.V.P.***

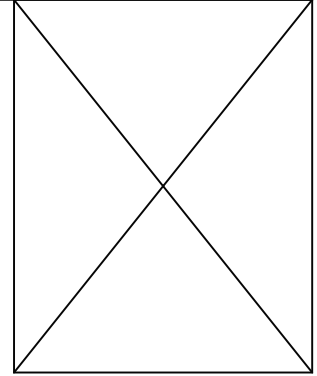


**R19**

1 - Torseurs des efforts intérieurs pour les 2 tronçons étudiés :

**Tronçon  $AQ_2$  :**

**Tronçon  $Q_2B$  :**



**R20**

Sollicitation de torsion ( $M_t$ )

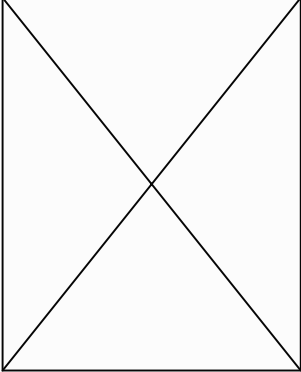
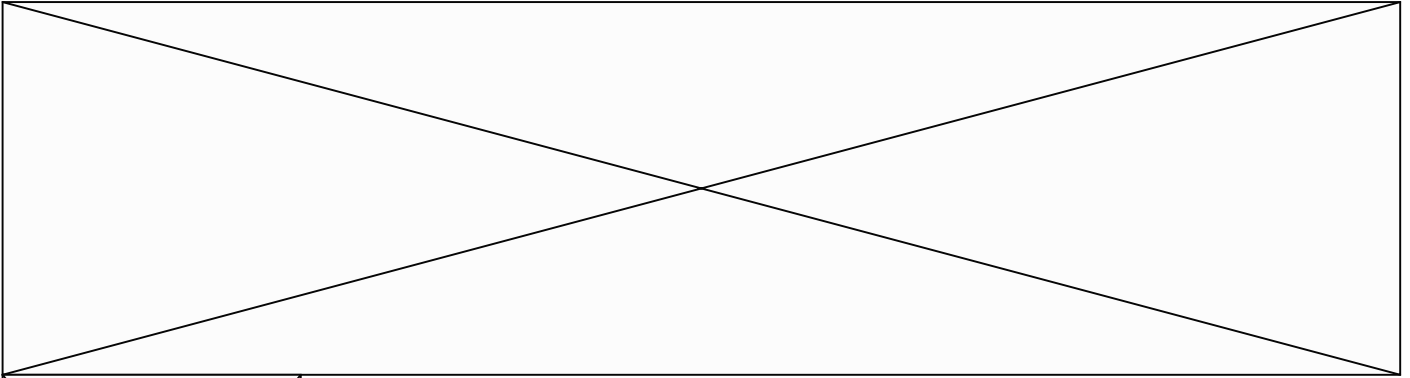
Sollicitation de flexion ( $Mf_y$ )

Choix du diagramme :

Choix du diagramme :

Justification :

Justification :



**R21**

1 - Expression du diamètre minimum  $D_{min}$  de l'arbre intermédiaire

2 - Valeur numérique de  $D_{min}$  :

**R22**

Position du capteur de position :

Justification :

**R23**

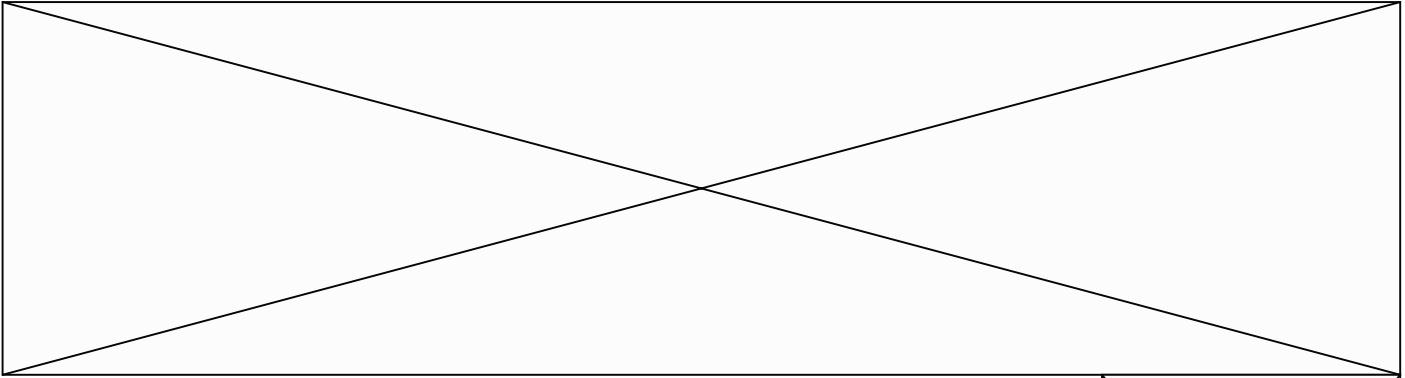
Choix de l'allure de la déformée  $z(x)$  de la poutre :

Justification :

**R24**

1 - Critère de dimensionnement des clavettes parallèles :

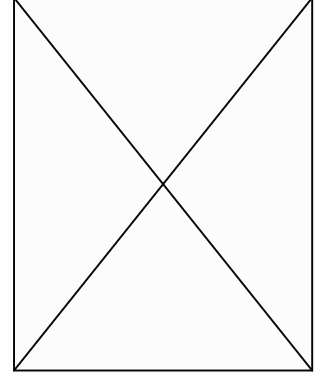
2 - Expression du critère de dimensionnement :



**R25**

Dimensions de la clavette 1 pour le pignon  $P_1$  :

Dimensions de la clavette 2 pour le pignon  $P_2$  :



**R26**

Avantages des moyeux expansibles :

**R27**

1 - Choix du moyeu expansible pour le pignon  $P_1$  :

2 - Choix du moyeu expansible pour le pignon  $P_2$  :

3 - Justification du choix du constructeur :

**R28**

Signification de la désignation du matériau :

**K14G**

Ne rien écrire dans ce cadre

NOM : .....

Prénom : .....

Académie : .....

N° d'inscription : .....

CONCOURS BANQUE PT

SCIENCES INDUSTRIELLES B

**NOTICE JUSTIFICATIVE 3/3**

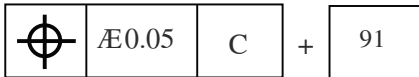
**A rendre à la fin de l'épreuve**

***Dépliez la feuille S.V.P.***

**R29**

Interprétation des spécifications géométriques :

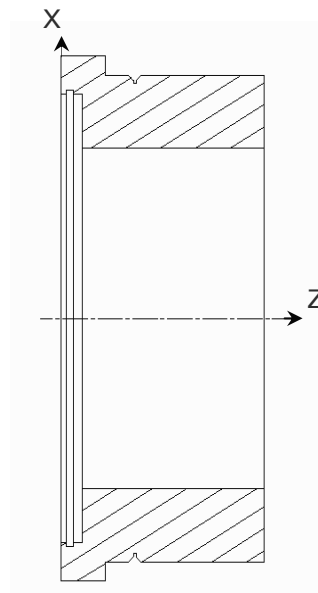
**116 ± 0.05**



**R30**

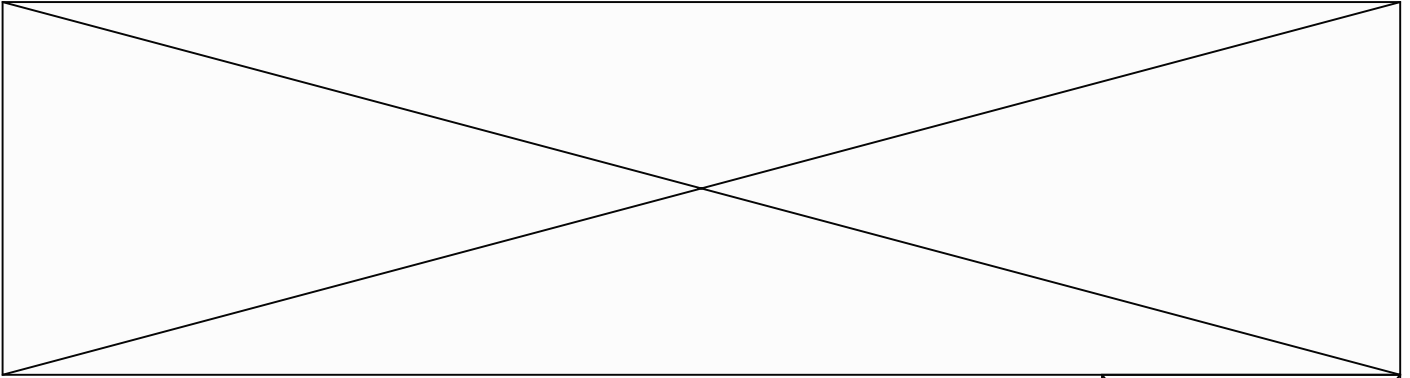
Mise en position et maintien en position :

Justification :



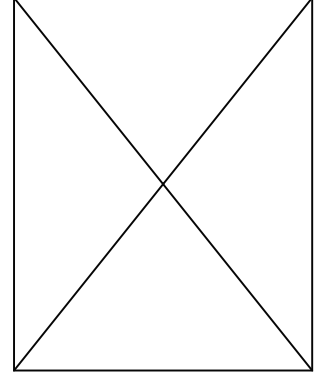
***Dépliez la feuille S.V.P.***

***Tournez la page S.V.P.***



**R31**

Calcul de la fréquence de rotation  $N$  et de la vitesse d'avance  $V_f$  :



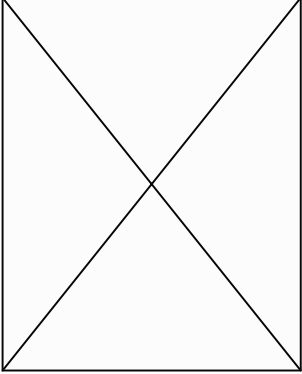
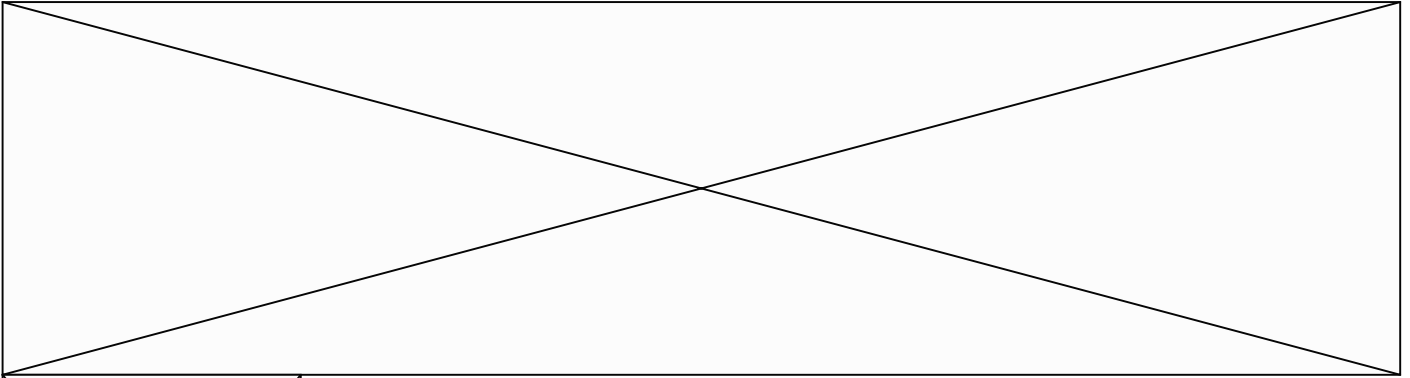
**R32**

1 - Détermination de la puissance nécessaire à la coupe pour l'opération d'ébauche :

2 - L'usinage est-il envisageable avec la machine proposée ?

**R33**

Intérêt de réaliser une opération de tournage avec un outil incliné d'un angle de rotation  $B$  :



**R34**

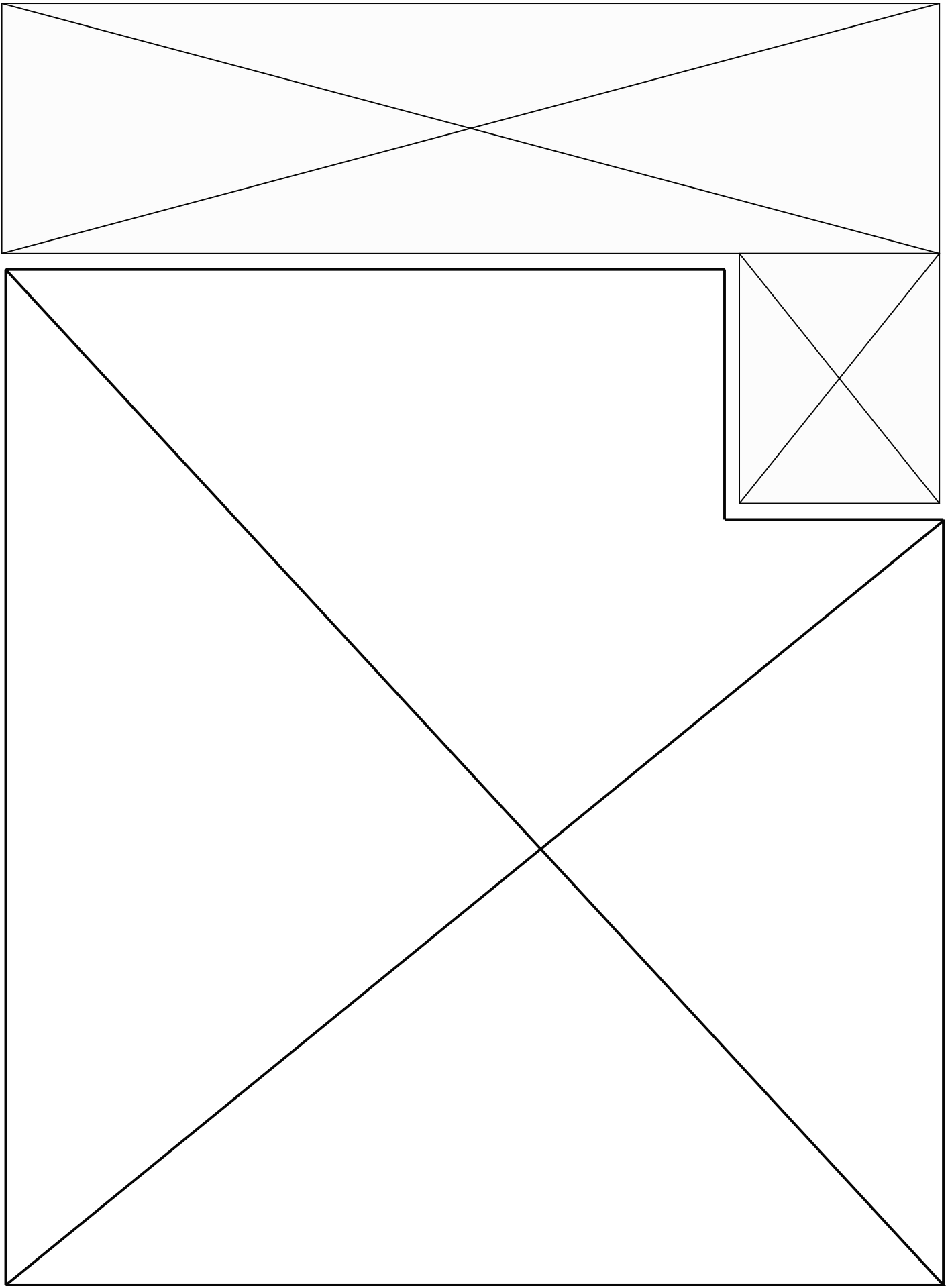
1 - Expression littérale du couple  $C_a$  transmissible par adhérence entre les surfaces liées par les vis :

2 - Expression littérale de l'effort de serrage maximal  $Q$  :

3 - Calcul de la valeur numérique de  $Q$  :

**R35**

Couple maximal de serrage  $C_{s \max}$  pour chaque vis :



**Dépliez la feuille S.V.P.**