

**SESSION DE 2004**

**concours externe  
de recrutement de professeurs agrégés**

**section : mécanique**

**épreuve de conception des systèmes**

**Durée : 8 heures**

*Calculatrice électronique de poche – y compris programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.*

*Tout document et tout autre matériel électronique sont interdits.*

*Ce sujet est la propriété du candidat et ne doit pas lui être repris, même partiellement. Il fournit toutes les informations nécessaires au travail demandé.*

*Le candidat est invité à proposer toutes les hypothèses et à choisir les données non formulées dans le sujet et qui lui seraient nécessaires.*

*Après la distribution du sujet, le candidat dispose de 8 heures pour prendre connaissance du sujet et répondre aux questions des trois parties.*

Le candidat devra **obligatoirement** rendre :

- 3 copies séparées intitulées partie I, partie II et partie III;
- les documents DR1 au format A4, DR2 au format A2 dans la copie intitulée partie II, le document DR3 au format A4 à rendre dans la partie III.

**Ce sujet est constitué de :**

1. Cette feuille de présentation (numérotée 0).
2. 14 pages d'énoncé, numérotées de 1 à 14.
3. Un dossier technique comportant 17 documents:

- Document 0-1 : Mise en situation : rectifieuse grande vitesse.
- Document 0-2 : Fiche signalétique de la machine.
- Document 0-3 : Ensemble : rectifieuse grande vitesse (format A4).
- Document 1-1 : Sous ensemble : axe X (format A3).
- Document 1-2 : Composants initiaux sur l'axe X.
- Document 1-3 : Caractéristiques des servomoteurs HS.
- Document 1-4 : Documentation vis à billes et écrou double.
- Document 1-5 : Documentation ensemble palier fixe.
- Document 1-6 : Sous ensemble : contre-pointe (format A2).
- Document 1-7 : Nomenclature (partielle) du sous-ensemble contre-pointe.
- Document 2-1 : Formulaire THEORIE DE HERTZ appliquée à la géométrie d'un roulement.
- Document 2-2 : Roulement à contact oblique sous chargement axial.
- Document 2-3 : Broche porte pièce (format A2).
- Document 3-1 : Dessin de définition de la meule CBN  $\varnothing$  400 mm.
- Document 3-2 : Formulaire d'élasticité.
- Document 3-3 : Étude de la liaison complète meule - porte meule.
- Document 3-4 : Tolérances et ajustements.

4. Un dossier comportant 3 documents réponses :

Document DR1 Courbe de déflexion axiale (à rendre dans la partie II).  
Document DR2 Broche porte meule Format A2 (à rendre dans la partie II).  
Document DR3: Diagrammes de Ashby (à rendre dans la partie III).

Les auteurs du sujet recommandent au candidat de répartir le temps de travail de la façon suivante :

**Lecture du sujet** et compréhension du fonctionnement : 1h30

**Partie 1** : analyse des solutions constructives : 2h

**Partie 2** : Étude de la broche porte pièce et porte meule : 2h30

**Partie 3** : Étude de la meule et de l'interface porte meule: 2h

Le thème proposé porte sur une machine de **rectification grande vitesse par contournage**. Les procédés d'élaboration de pièces par enlèvement de matière par abrasion sont parmi les plus anciens. Celui-ci a bénéficié des avancées technologiques pour obtenir des procédés plus rapides, moins chers, plus simples à mettre en oeuvre.

L'architecture de la machine est définie sur le document 0-3 (au format A4 en vue de dessus) et sur le document 0-1 (photos en couleurs). La fiche signalétique de la machine est définie sur le document 0-2.

La machine comporte deux axes orthogonaux, l'axe Z porte la pièce entre pointes (ce qui permet un cylindrage de la pièce) et l'axe X porte la broche porte meule (ce qui permet un dressage de la pièce). L'orientation des axes est définie par: Axe Z compté positivement de la broche porte pièce vers la contre-pointe, l'axe X compté positivement quand la meule s'éloigne de la pièce. Le plan XZ est horizontal, Y est vertical ascendant.

Ce sujet se compose de trois parties complètement indépendantes:

- ❑ **Partie 1: analyse des solutions constructives (temps 2h).**
- ❑ **Partie 2: étude de la broche porte pièce et porte meule (temps 2h30).**
- ❑ **Partie 3: étude de la meule et de l'interface porte meule (temps 2h).**

Il est conseillé une heure et demie pour la lecture intégrale du sujet.



# Partie I : Etude des solutions constructives.

Objet de cette partie

- ❑ analyse de l'architecture globale de la machine.
- ❑ analyse du choix des composants de l'axe X et de son comportement dynamique.
- ❑ analyse fonctionnelle et structurelle du sous ensemble contre pointe.

## Complément de Cahier des charges de l'axe X.

(La colonne flexibilité a été reproduite dans la colonne Niveaux dans cette étude)

Fonction	Critères	Niveaux - Flexibilité
Positionner la meule	Course d'approche	$X_{\max} = 300 \text{ mm}$
	Vitesse de déplacement rapide	$V_{X_{\max}} = 12 \text{ m/mn}$
	Accélération	$\gamma_{X_{\max}} = 1.25 \text{ m/s}^2 \text{ en standard}$
	Masse de l'axe équipé (en translation sur l'axe x)	700 kg
	Effort de rectification - en plongée - en cylindrage	$F_r < 200\text{N}$ $F_a < 200\text{N}$

### 1.a Architecture globale de la machine.



#### Q1.1 Architecture globale de la machine.

*Proposer un schéma d'architecture en perspective à main levée faisant apparaître les différents sous-ensembles de la machine et leur mobilité relative.*

### 1.b Etude du sous ensemble : axe X.

L'axe X de la machine est celui qui est le plus sollicité dynamiquement. Cet axe permet un travail en plongée pour dresser une face.

Le document 1-1 définit le sous-ensemble axe X, et le document 1-2 définit les composants choisis initialement (donc non optimisés).



#### Q1.2 Architecture de l'axe X.

À partir du plan d'ensemble document 1-1, et du document 1-2:

La table portant la broche porte meule est en translation par rapport au bâti de la machine (non défini sur le document 1-1).

*Proposer un schéma cinématique de l'axe X, commenter la conception générale de l'axe de la machine ainsi que les choix des constituants.*



#### Q1.3 Temps positionnement de l'axe X.

*Calculer la valeur minimale du temps de positionnement meule pour un déplacement radial de 300 mm. Calculer le temps et la distance d'accélération.*

#### ☞ Q1.4 Recherche de l'optimum inertie charge sur inertie moteur.

Par expérience pour obtenir un comportement dynamique et vibratoire de la machine compatible avec la qualité du procédé de rectification, on cherche à obtenir un rapport inertie mécanique sur inertie moteur compris entre 1 et 3. Avec 1 comme rapport optimum.

*Montrer que l'accélération de la broche porte meule est maximale lorsque l'inertie équivalente de l'ensemble entraînée ramenée à l'arbre moteur est égale à l'inertie équivalente moteur.*

*Donner l'expression littérale du moment d'inertie total équivalent ramené à l'arbre moteur  $J_{Teq}$ . Application numérique dans le cas étudié, calculer  $J_{Teq}$  et  $J_{Teq}/J_{mot}$ .*

#### ☞ Q1.5 Caractérisation du moteur de l'axe X en rectification de plongée.

*Estimer les principales caractéristiques dynamiques d'entraînement du moteur d'avance en rectification de plongée selon X en régime permanent (pendant l'avance rapide): vitesse maximale d'utilisation et couple dynamique permanent. Vérifier le choix du moteur.*

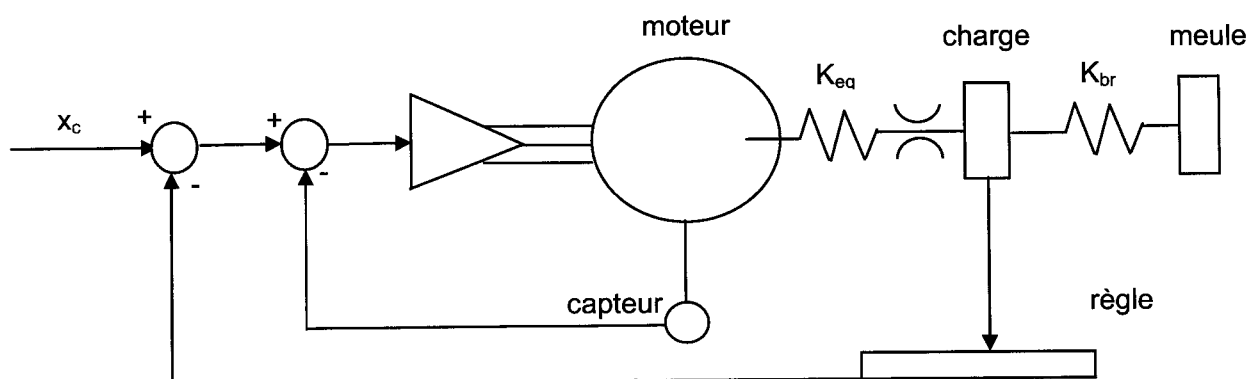
*Estimer le couple dynamique maximal en régime transitoire, à partir des caractéristiques des composants choisis.*

#### ☞ Q1.6 Modèle de comportement de l'axe X.

*Identifier les éléments élastiques, dissipatifs et les différentes masses, proposer un modèle discret (masse et inertie concentrées et ressort sans masse, amortisseur sans masse). Les résultats seront portés dans un tableau de synthèse, les valeurs numériques tirées de la documentation proposée ou estimées à partir d'hypothèses simplificatrices. Proposer un modèle masse ressort à un degré de liberté en translation.*

#### ☞ Q1.7 Etude dynamique de l'axe X.

La modélisation retenue pour cette question est la suivante : Modélisation du fonctionnement électromécanique (deux raideurs).



C'est le modèle simplifié le plus proche de la réalité. Il tient compte de l'élasticité entre le chariot mobile et la meule qui peut être approximée par la rigidité radiale de la broche au

droit de la meule  $K_{br}$  (cette rigidité sera étudiée dans la partie II, le candidat la considérera comme infinie). La mesure au niveau de la meule n'est pas possible, mais c'est pourtant le comportement du centre de meule qui définit la géométrie et l'état de surface de la pièce usinée.

L'asservissement en vitesse de l'axe X est réalisé par un retour de vitesse du moteur, mesuré par un capteur rotatif. L'asservissement en position est réalisé avec retour de position obtenu au moyen d'une règle de mesure optique placée sur le bâti de la machine.

*A partir du tableau construit à la question 1.6, calculer la raideur équivalente  $K_{eq}$ . En déduire une estimation de la première fréquence propre mécanique de l'axe à partir des données du document 1-2.*

### ☞ **Q1.8 Augmentation de la bande passante de l'axe.**

On désire augmenter la première fréquence propre mécanique de l'axe à 100Hz.

*Sur quels paramètres mécaniques peut-on jouer pour agir sur la bande passante. Proposer des nouveaux choix de composants à partir du document 1-4 et document 1-5. Vérifier la compatibilité du moteur avec le critère de la question 1.4 ou en choisir un nouveau à partir du document 1-3.*

### ☞ **Q1.9 Modifications d'architecture.**

*Quel serait l'avantage de monter la vis à billes sur deux paliers fixes avec précontrainte de la vis.*

*Analyser les avantages / inconvénients d'un montage écrou tournant et vis fixe.*

### **1.c Analyse fonctionnelle de la contre-pointe.**

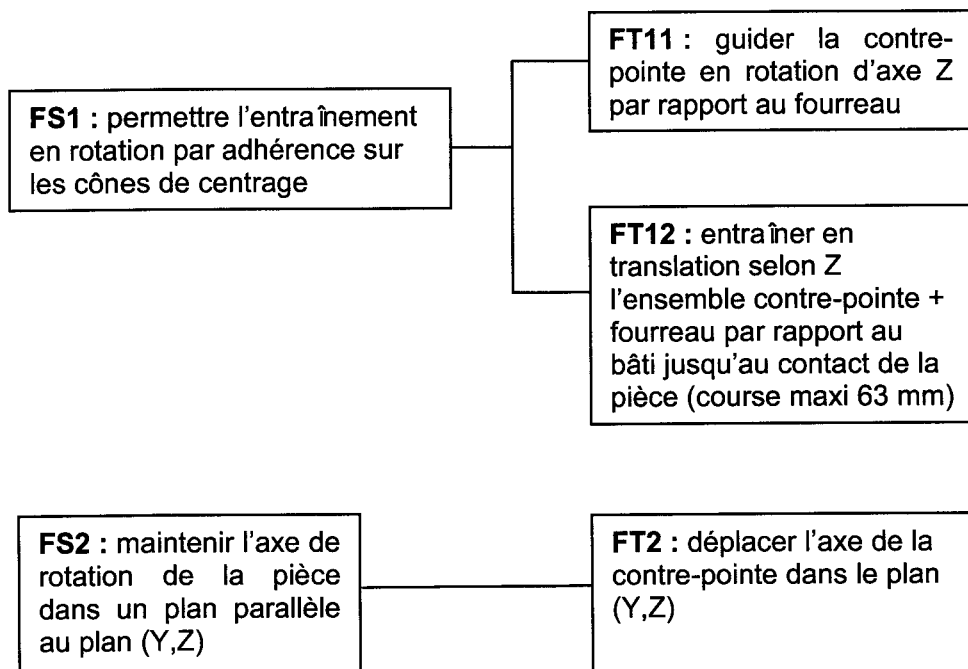
### ☞ **Q1.10 Analyse fonctionnelle et structurelle de la contre-pointe.**

Lors d'un cylindrage de la pièce, pour éviter une forme conique, l'axe matérialisé par l'ensemble pointe / contre-pointe doit être parallèle à l'axe de translation Z de la pièce.

Le dessin d'ensemble de la contre-pointe et du système de réglage est fourni sur le document 1-6, la nomenclature sur le document 1-7.

La contre-pointe, située à une hauteur de 180 mm par rapport au plan horizontal de référence (X,Z), doit :

- Etre parfaitement guidée en rotation autour de son axe.
- S'adapter à la longueur de la pièce, avec une course 63 mm maximale.
- Exercer un effort d'appui sur la pièce à rectifier.
- Maintenir l'axe de rotation de la pièce dans un plan parallèle au plan (Y,Z).



*Complétez l'analyse fonctionnelle ci-dessus en y indiquant les pièces mises en jeu pour la réalisation de chaque fonction.*

*Proposer un schéma cinématique de ce double système de réglage.*

*Quel est l'écart de position maximal compensé dans la direction X ?*

## Partie II : Analyse de la broche porte pièce BPP (7500 tr/mn) et synthèse de la broche porte meule BPM (15000 tr/mn).

Mise en situation.

Il existe différentes technologies d'électrobroches, pour les machines d'Usinage Grande Vitesse.

À chaque secteur d'activité correspond une technologie plus spécifique. La broche devient l'un des éléments de la chaîne UGV le plus important.

Cette partie porte sur l'analyse des solutions constructives de la broche porte pièce qui tourne à 7500 tr/mn. Ces résultats seront utilisés pour la synthèse (conception) de la broche porte meule qui tourne à 15000 tr/mn.

NOTA :

Dans cette partie des modèles approchés de comportement de roulements seront utilisés d'une part pour rester dans le cadre d'une épreuve en temps limité de 8 heures et d'autre part pour préserver le savoir-faire du concepteur de la broche.

### Nomenclature (partielle) du sous ensemble broche porte pièce.

<b>Repère</b>	<b>Désignation</b>	<b>Nbre</b>	<b>Observations</b>
1	corps	1	
2	système d'étanchéité	1	
4	Stator du moteur d'électrobroche	1	
9	Bobinage stator	1	Refroidissement par eau
12	Arbre	1	
14	Roulement de tête	2	
16	Entretoise	1	
21	Rotor electrobroche	1	
24	Roulement de queue	1	
31	Codeur	1	
33	Entretoise	1	
38	Couvercle arrière moteur	1	
45	Ressort	6	Précontrainte initiale du roulement de queue

### 2.a étude locale du composant roulement.

Le Document 2.1 reprend les éléments de cours de la théorie de Hertz qui permettent de caractériser le comportement local au niveau d'un élément roulant.

#### **Q2.1 Etude de la loi de comportement locale.**

*Montrer que la loi de comportement locale au niveau d'un élément roulant peut se mettre sous la forme :*



$$Q = K_n \cdot \delta^p \quad \text{eq 2.1}$$

avec  $p = 3/2$  pour un roulement à billes,  $Q$  la charge transmise par l'élément roulant et  $\delta$  le déplacement du centre de courbure de la bague extérieure BE par rapport au centre de courbure de la bague intérieure BI.

*Proposer sous forme d'organigramme le calcul du coefficient  $K_n$  de la loi de comportement.*

On précisera les principales hypothèses utilisées pour cette modélisation.

## ☞ **Q2.2 Etude du comportement du roulement sous charge axiale.**

En utilisant les notations définies dans le document 2.2

*Montrer que la loi de comportement axiale du roulement peut se mettre sous la forme suivante :*

$$\frac{F_a}{ZK_n(BD)^{1.5}} = \sin(\alpha) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1.5} \quad \text{eq 2.2}$$

*Montrer que le déplacement axial du roulement peut se mettre sous la forme suivante :*

$$\delta_a = \frac{BD \sin(\alpha - \alpha_0)}{\cos(\alpha)} \quad \text{eq 2.3}$$

## ☞ **Q2.3 Calcul de l'angle de contact sous charge.**

Le coefficient de la loi de comportement  $K_n$  est une fonction de l'angle de contact final  $\alpha$ , l'équation précédente doit être résolue par des méthodes itératives.

En adoptant une théorie simplifiée, le coefficient de la loi de comportement  $K_n$  peut se mettre sous la forme suivante :

$$K_n = \frac{KD^{0.5}}{B^{1.5}} \quad \text{eq 2.4}$$

relation dans laquelle le coefficient  $K$  ne dépend que du coefficient  $B$ , la courbe caractérisant cette évolution est donnée dans le document 2.2

l'équation 2.2 devient alors :

$$\frac{F_a}{ZD^2K} = \sin(\alpha) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1.5} \quad \text{eq 2.5}$$

*Proposer un algorithme de résolution de l'équation 2.5*

**Application numérique :**

Pour un chargement axial  $F_a = 600\text{N}$  et la géométrie interne du roulement définie sur le Document 2.2, calculer

- L'angle de contact sous charge  $\alpha$  ;
- Le déplacement axial  $\delta_a$  de la BI/BE.

## **2.b Etude du comportement de la broche.**

### **Q2.4 Etude de l'installation de la pré charge.**

On installe une précharge axiale de  $F_p = 600\text{N}$  dans la liaison pivot constituée des deux roulements de tête (rep 14), le troisième roulement de queue (rep 24) ne sera pas pris en compte dans cette question.

*En utilisant les relations et notations de la partie 2.a calculer l'angle de contact  $\alpha_p$  de chaque roulement et le déplacement  $\delta_p$  à installer pour réaliser cette précharge (pour un roulement).*

*Expliquer en quelques lignes la procédure à suivre pour installer cette précharge.*

### **Q2.5 Calcul de la raideur axiale de la broche.**

La broche est maintenant soumise à un chargement purement axial  $F_a$ .

*Ecrire le système d'équations à résoudre pour déterminer le déplacement axial  $\delta_a$  de l'arbre.*

Pour la résolution de ce système, on pourra utiliser la courbe de déflexion axiale du roulement de tête (rep 14) fournie sur le document DR1.

*Calculer le déplacement axial de la broche sous une charge purement axiale de référence de valeur  $F_a = 1000\text{N}$ .*

*Sur le document DR1 à rendre dans cette partie, tracer la courbe de raideur axiale de l'axe  $F_a = f(\delta_a)$ , la courbe sera construite en trois points et les quantités  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_a$ ,  $F_p$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\delta_a$ ,  $\delta_p$  seront repérées clairement sur le graphique.*

- $F_1$  : effort sur le roulement 1
- $F_2$  : effort sur le roulement 2
- $F_a$  : effort axial extérieur.
- $F_p$  : effort de précontrainte.
- $\delta_1$  : déplacement axial du roulement 1 sous charge  $F_1$
- $\delta_2$  : déplacement axial du roulement 2 sous charge  $F_2$
- $\delta_a$  : déplacement axial de l'arbre sous charge  $F_a$
- $\delta_p$  : déplacement axial des roulements sous charge  $F_p$

A partir de l'état préchargé, préciser la référence prise en compte pour les déplacements  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\delta_a$ .

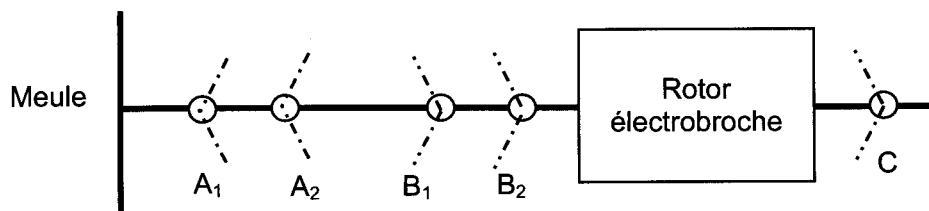
## ☞ Q2.6 Influence du troisième roulement sur la rigidité radiale statique et dynamique.

*On désire étudier en avant projet l'influence du roulement de queue (rep 24) sur la rigidité statique et dynamique de la broche. Proposer une modélisation (hypothèses, type d'éléments, chargement, conditions aux limites, etc...) en vue d'une étude statique ou dynamique de la broche.*

### 2.c Synthèse de la broche de meule (15000 tr/mn).

Compte tenu des modèles simplifiés mis en place dans les paragraphes 2.a et 2.b, on envisage de concevoir suivant le même principe la broche porte meule.

Une étude réalisée par le fournisseur des roulements préconise une broche respectant l'architecture définie ci-dessous.



Les roulements A<sub>1</sub> et A<sub>2</sub> forment le palier fixe, les roulements B<sub>1</sub> et B<sub>2</sub> forment le palier mobile. Le roulement de queue C est monté sans jeu radial et précontraint axialement. Les roulements A<sub>1</sub> et A<sub>2</sub> B<sub>1</sub> et B<sub>2</sub> ont pour dimension d=80, D=125 et B=22, le roulement C de queue a pour dimension d=50, D=80, B=16. Les roulements acier de la broche porte pièce sont remplacés par des roulements hybrides (acier-céramique).

## ☞ Q2.7 Modèle de comportement du roulement.

*Le modèle mis en place dans la question 2.1 est-il toujours acceptable ? Justifier, application numérique à l'appui.*

## ☞ Q2.8 Mise en place de la précontrainte sur la nouvelle broche.

*Le choix de l'électrobroche s'est porté sur un moteur synchrone. Justifier le choix de ce type de motorisation par rapport à d'autres (asynchrone, ...).*

Une étude thermique par simulation numérique a permis de trouver les ordres de grandeurs en régime permanent des températures des bagues des roulements et des entretoises.

On note T<sub>e</sub> et T<sub>i</sub> la température moyenne de l'arbre et de l'alésage, et ΔT la différence de température T<sub>i</sub> - T<sub>e</sub> qui peut atteindre 5°C en nominal et 10°C en transitoire.

*Justifier, application numérique à l'appui, pourquoi le système de mise en place de la précontrainte de la question 2.4 n'est plus adapté à cette nouvelle broche.*

Rappel : coefficient de dilatation de l'acier  $\alpha = 12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$



## **Q2.9 Modèle de comportement du troisième roulement.**

Dans la conception de cette nouvelle broche, les fréquences de rotation imposent une conception sans jeu radial.

*Proposer une solution constructive permettant d'annuler le jeu du roulement C de la broche porte meule.*

La fréquence de rotation impose un changement du mode de lubrification des roulements par rapport à la solution retenue pour la broche porte pièce (graissage à la graisse). On envisage une lubrification air huile :



## **Q2.10 Préciser le coté du roulement à lubrifier pour que l'huile entre dans celui-ci.**

- ☐ pression d'air dans la conduite d'amenée, env 3 bar
- ☐ diamètres de tuyère d'amenée, 0.5 à 1 mm.
- ☐ Amené parallèle à l'axe de rotation de la broche entre l'épaule de la bague intérieure et l'alésage de la cage.
- ☐ Nombre de tuyères, séparées pour chaque roulement, une par 150 mm de circonférence.
- ☐ Diamètre du cercle de répartition des tuyères 99 mm.
- ☐ Tubes d'amenée : diamètre intérieur 2 à 2.5 mm, tuyau flexible en matière synthétique transparente de sorte que le courant d'huile soit visible, raccord au pas gaz 1/8.



## **Q2.11 Conception de la nouvelle broche.**

Sur le document DR2 proposer :

*un nouveau système de mise en place de la précontrainte (question 2.8).*

*une solution constructive pour l'implantation du roulement de queue C, sans jeu radial (question 2.9).*

*Un système de lubrification (question 2.10).*

- ☐ Le codeur sera schématisé avec les mêmes dimensions que pour la broche porte pièce.
- ☐ Un circuit de drainage sera prévu pour récupérer l'huile et l'eau de condensation.
- ☐ L'étanchéité entre l'arbre et le palier gauche sera assurée par la même solution que pour la broche porte pièce.

## Partie III : Etude mécanique de la meule et de son interface

Objet de cette partie :

- Etude de l'optimisation du matériau de la meule
- Etude de l'assemblage meule / porte meule / broche

### 3.a Matériau de la meule.

Le document 3-1 fournit un dessin de définition de la meule.

Compte tenu des vitesses importantes de rotation de la meule, les critères de conception suivants doivent être vérifiés :

#### Critère n°1 :

La meule doit être conçue pour supporter une vitesse de rotation maximale de 15 000 tr/min

#### Critère n°2 :

La meule doit être équilibrée dynamiquement.

### 3.a.1 Étude du critère vitesse d'éclatement de la meule.

#### ☞ Q3.1 Modèle d'étude.

La meule est modélisée par un disque d'épaisseur constante de matériau homogène, module d'Young  $E$  et coefficient de poisson  $\nu$ .

Le document 3-2 donne les résultats d'élasticité utilisables pour cette question.

*Justifier les hypothèses et le modèle retenu pour l'étude de la meule (modèle, chargement, conditions limites, ...)*

#### ☞ Q3.2 Vitesse d'éclatement de la meule.

*Déterminer la vitesse de plastification d'une meule, corps en acier de limite élastique  $R_e = 350 \text{ MPa}$ , de masse volumique  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$  et un coefficient de sécurité de 1,75.  
Conclusion.*

#### ☞ Q3.3 Choix d'un critère de sélection.

Nous envisageons dans cette question une optimisation du choix du matériau de l'âme de la meule dans le but d'augmenter la vitesse périphérique en gardant la géométrie simplifiée de la question précédente. Une étude éléments finis permettrait d'optimiser finement la géométrie de la meule.

*Déterminer l'indice de performances du matériau (Un indice de performance est une combinaison de propriétés qui caractérise la performance du matériau pour une application donnée M. F. ASHBY).*

*A l'aide du diagramme fourni sur le document DR3, proposer un choix de famille de matériaux pour l'âme de la meule.*

Ce document est à rendre dans la partie III.

### **Q3.4 Déplacement radial.**

La meule est en fait constituée d'une âme en acier et d'un bandeau en CBN en périphérie. L'une des causes de détérioration de la meule, est l'éclatement du bandeau dû à un allongement radial trop élevé de l'âme.

*Déterminer le déplacement radial en périphérie de meule pour une meule en acier à vitesse de rotation maximale (15000 tr/min).*

### **Q3.5 Choix d'un critère de sélection.**

On souhaite minimiser le déplacement radial pour  $\omega$  fixé.

*Déterminer l'indice de performances du matériau permettant de limiter le déplacement en périphérie de meule par les effets d'inertie (déplacement radial de 25 microns pour une vitesse maximale de 15000 tr/min).*

## **3.a.2 Étude du critère équilibre dynamique de la meule.**

### **Q3.6 Gauchissement de la meule.**

On donne ci-dessous les résultats de la répartition des déplacements obtenus par éléments finis pour une meule en acier tournant à  $\omega = 15\,000$  tr/min.

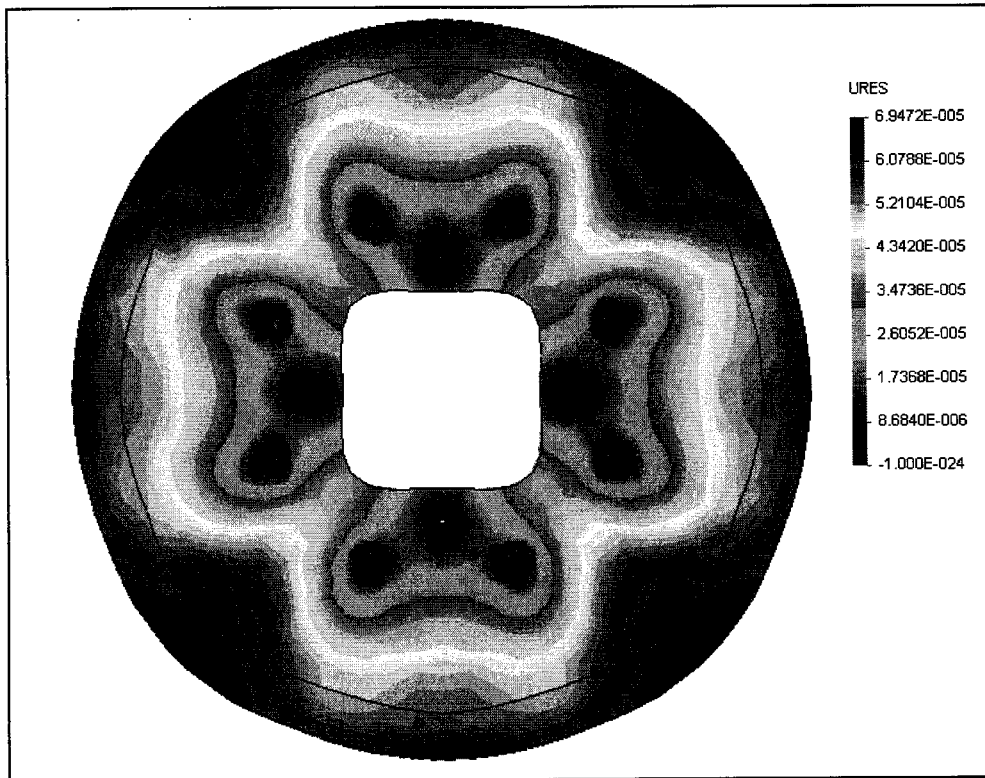
La modélisation de la géométrie est conforme au document 3-1.

Le matériau : acier E = 210000 MPa,  $\nu = 0.3$

La carte des déplacements radiaux de la meule est donnée en mètre.

*Proposer une modélisation type éléments finis (conditions aux limites, type d'élément, chargement, etc) permettant de mettre évidence le gauchissement de la meule.*

*Quelles sont les conséquences sur la qualité de la pièce après rectification ? Quelles sont les conséquences au niveau du choix du procédé de serrage de la meule ?*



Carte des déplacements de la meule (en mètre)

### 3.b Assemblage meule / porte meule / broche

La liaison de la meule avec la broche et le porte meule est définie sur le document 3-3 ainsi que les notations utilisées.

La liaison entre le porte meule et la broche porte meule est frettée. L'objectif de cette partie est de déterminer l'ajustement nécessaire pour cet assemblage.

On définit le serrage de l'assemblage par  $\delta = \delta_i + \delta_e$ .

#### ☞ Q3.7 Etude des déformations par frettage

Pourquoi peut-on conclure que :  $\frac{\delta}{r_2} \approx \varepsilon_{te} - \varepsilon_{ti}$  eq 3.1

Où  $\varepsilon_{te}$  et  $\varepsilon_{ti}$  sont les déformations tangentielles respectivement sur les tubes extérieurs et intérieurs.

On donne les déformations et les contraintes en fonction de la pression de serrage  $p$  :

$$\varepsilon_{ti}(r_2) = -\frac{p}{E} \cdot \left[ \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu \right] \quad \text{eq 3.2} ; \quad \varepsilon_{te}(r_2) = -\frac{p}{E} \cdot \left[ \frac{r_2^2 + r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} - \nu \right] \quad \text{eq 3.3}$$

$$\sigma_{re} = -p \cdot \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_3^2} - \frac{r_3^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_3^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.4 ; } \sigma_{te} = -p \cdot \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_3^2} + \frac{r_3^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_3^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.5}$$

$$\sigma_{ri} = -p \cdot \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.6 ; } \sigma_{ti} = -p \cdot \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) \cdot r^2} \right) \text{ eq 3.7}$$

Matériau du porte meule : limite élastique  $R_e = 350 \text{ MPa}$ .

$r$  : rayon au point courant

$p$  : pression à l'interface.

### Q3.8 Choix de l'ajustement

Les déformations par effet centrifuge sont :

$$\varepsilon_{ti}(r_2) = \frac{3+\nu}{4E} \rho \omega^2 r_2^2 \left[ \frac{1-\nu}{3+\nu} + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \text{ eq 3.8 ; } \varepsilon_{te}(r_2) = \frac{3+\nu}{4E} \rho \omega^2 r_3^2 \left[ 1 + \frac{1-\nu}{3+\nu} \cdot \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] \text{ eq 3.9}$$

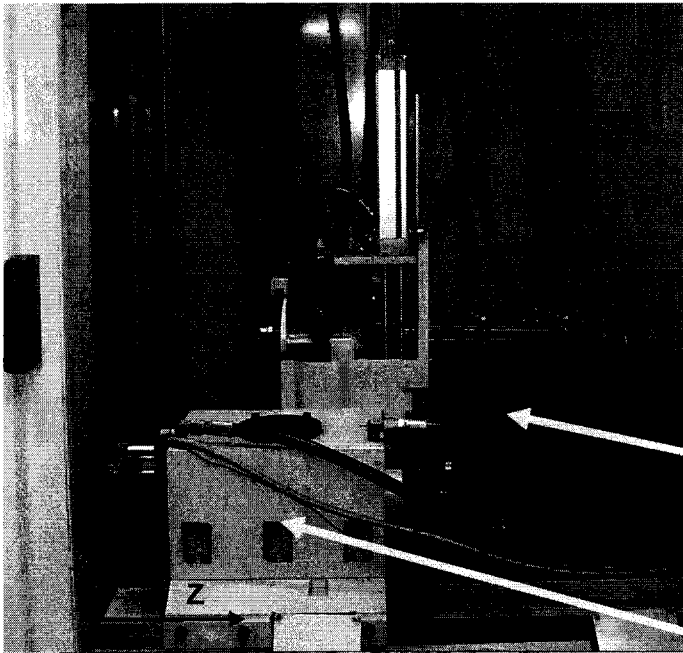
*Définir les critères de choix du serrage  $\delta$  mini et maxi.*

*Faire l'application numérique (on prendra  $p_{mini} = 0$ ).*

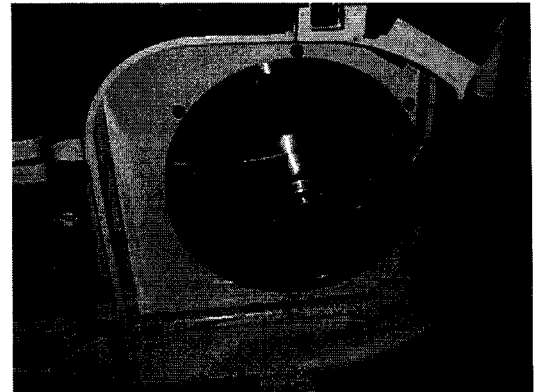
*Proposer un ajustement pour cette liaison à partir du document 3-4*



## Mise en situation : rectifieuse grande vitesse.



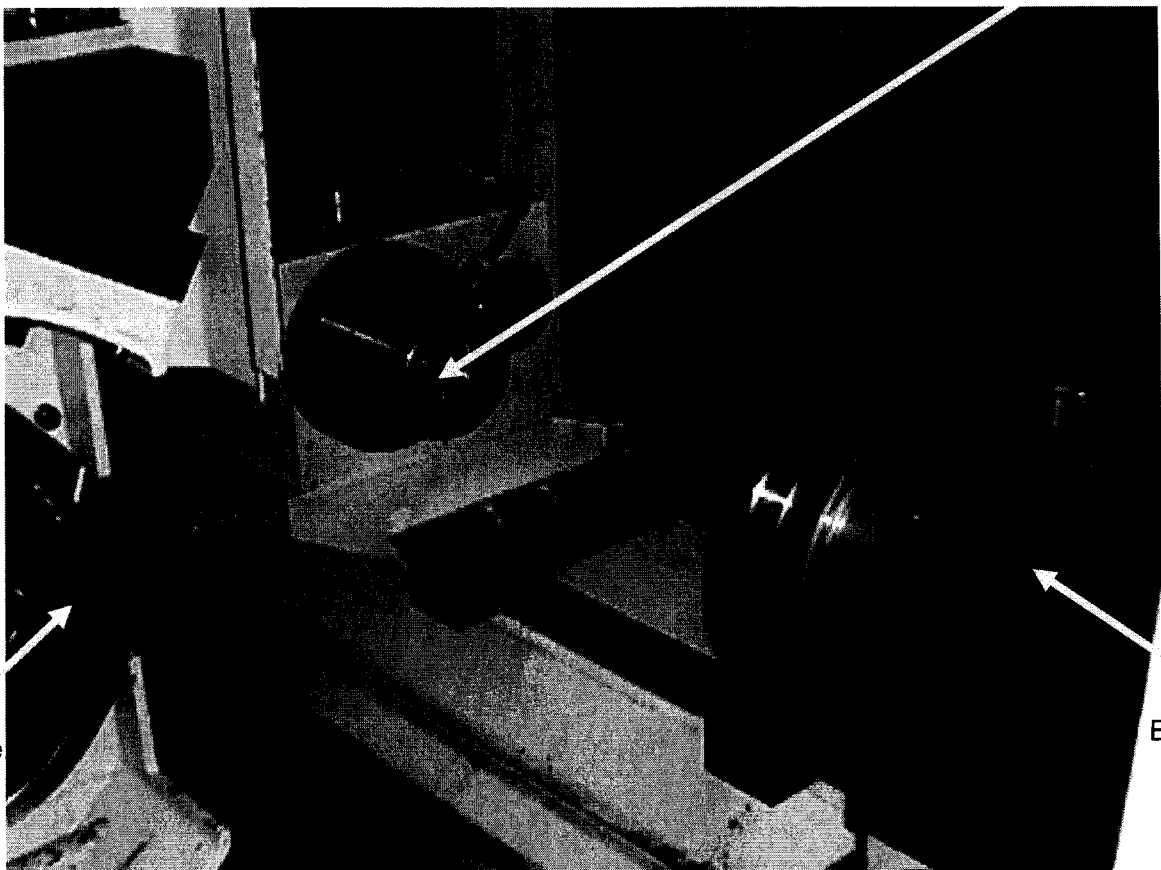
Vue de la rectifieuse face avant.



Vue du porte meule.

Broche porte  
meule

Contre pointe



porte meule

Contre pointe

Broche porte  
pièce

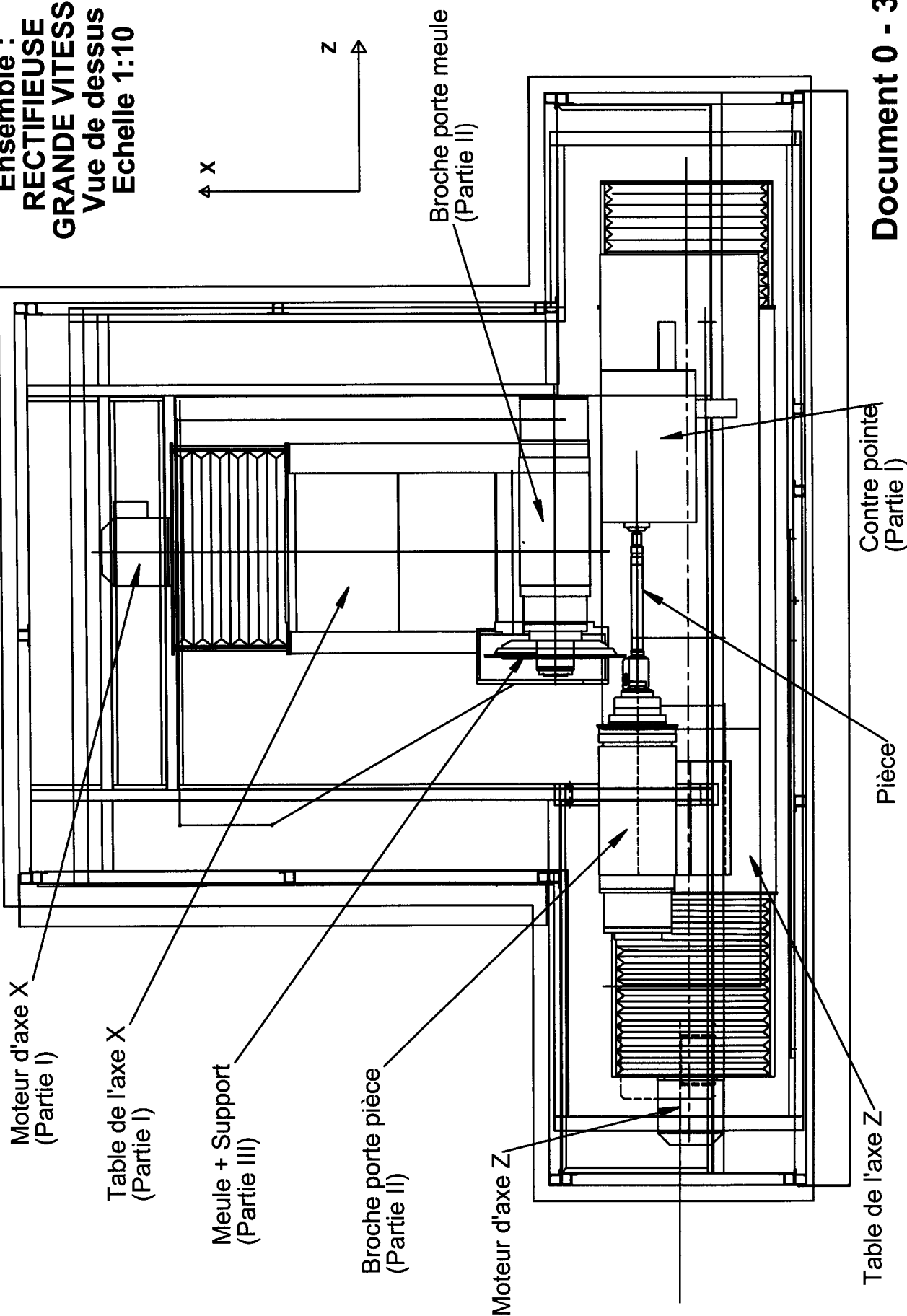
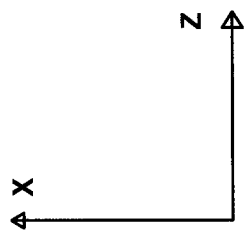
Vue de l'axe Z  
Porte pièce – porte meule – contre pointe.

**Document 0-1**

# Fiche signalétique de la machine

RECTIFIEUSE GRANDE VITESSE CYLINDRIQUE EXTÉRIEURE	
SIGNALÉTIQUE	
Constructeur <b>ROUCHAUD-GENDRON</b> ; Année de construction 1998	
PUISSANCE	
Puissance installée P broche porte-meule P broche porte pièce	90 kW 29 kW de 4800 à 15000 tr/mn 9,5 kW de 3500 à 7500 tr/mn
TÊTE PORTE-MEULE	
Vitesse de coupe Course utile Vit. de déplacement rapide	Jusqu'à 250 m/s 340 mm 12 m/min.
TABLE ET TÊTE PORTE-PIECE	
Fréquence de rotation Hauteur des pointes entre pointes Course en chariotage Vit. de déplacement rapide	jusqu'à 7500 tr/mn 180 mm jusqu'à 580 mm 630 mm 12 m/min.
COMMANDE NUMERIQUE	
Type Pilotage Cycles d'usinages spécif.	NUM 1060 série II axe X : plongée de la meule ; axe Z : translation de la table prises d'origines ; calage diamantage ; calage pièce ; cycle de chauffe
PROTECTION	
Capotage Ecran de sécurité Détection du contact meule Détection de rotation pièce	complet entre la meule et la pièce capteur acoustique capteur dans la contre-pointe
PIECE	
Forme Matière Dimensions Positionnement Entraînement	Cylindrique Toute nuance d'acier jusqu'à Ø 350 mm x l. 580 mm entre-pointes par adhérence sur les pointes (montage possible dans un mandrin trois mors)
MEULE	
Dimensions	Ø 400 mm en grande vitesse Ø 610 mm en vitesse conventionnelle
DIAMANTAGE	
Disque diamanté monté sur l'électrobroche porte-pièce	
Dimensions	Ø ext. 230 mm
LUBRIFICATION	
Lubrifiant Pompes	3000 L d'huile entière régulée à T ±1°C 220 L/min., 20 bars pour arrosage zone de coupe ; 60 L/min., 60 bars pour décrassage meule
FILTRATION	
Matériel Seuil de filtration	séparateur magnétique + filtre cartouche papier 5 µm

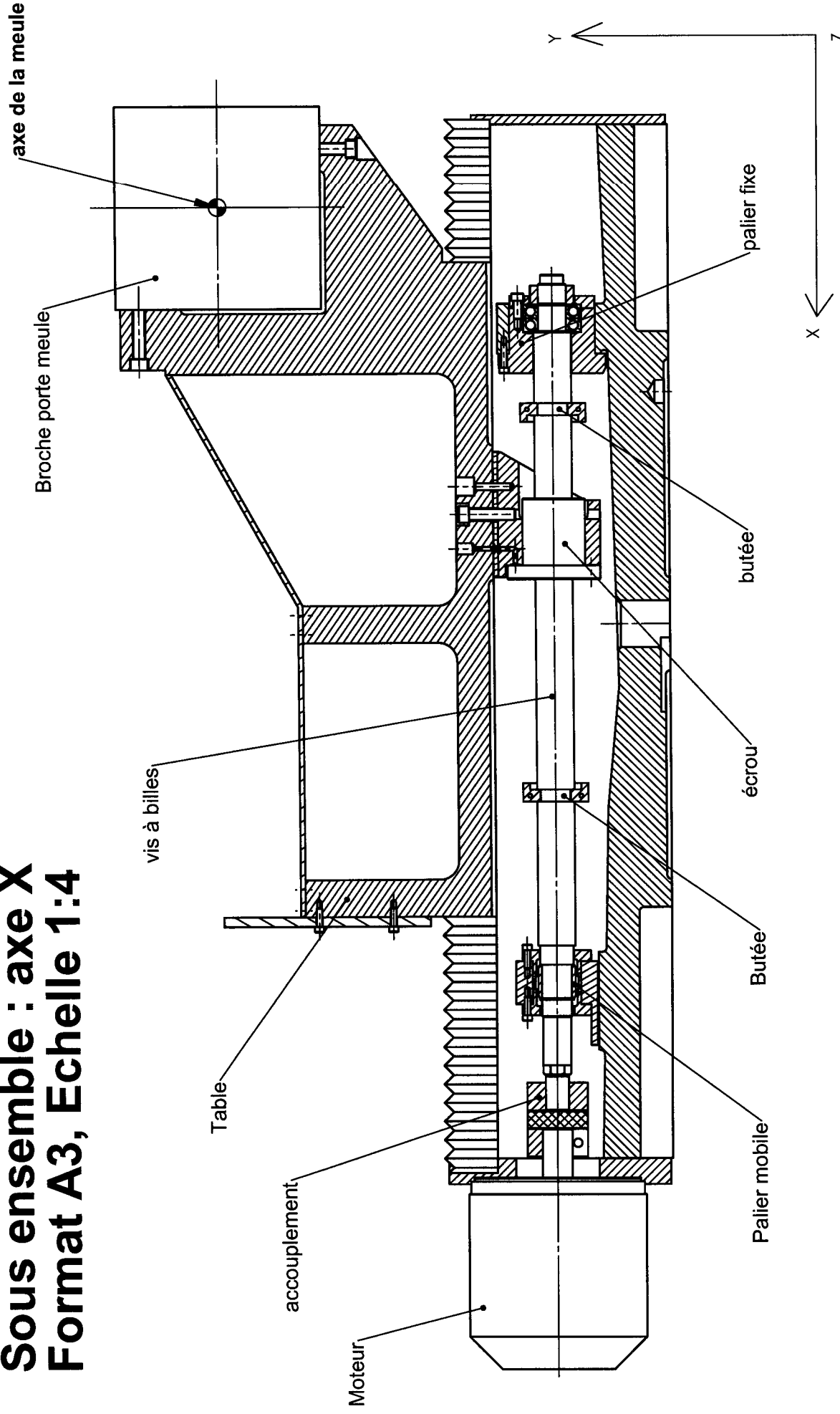
**Ensemble :  
RECTIFIEUSE  
GRANDE VITESSE  
Vue de dessus  
Echelle 1:10**



**Document 0 - 3**

Chaque sous ensemble est étudié dans une des trois parties du sujet

# **Sous ensemble : axe X** **Format A3, Echelle 1:4**



**Document 1-1**

## Composants initiaux sur l'axe X

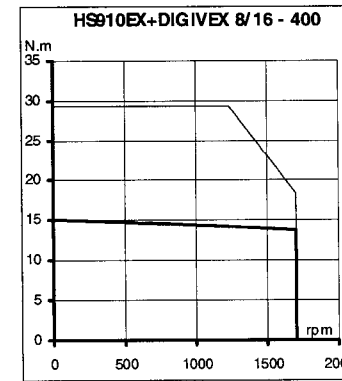
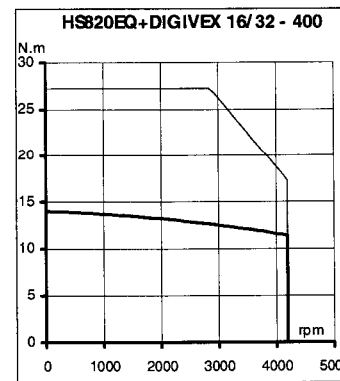
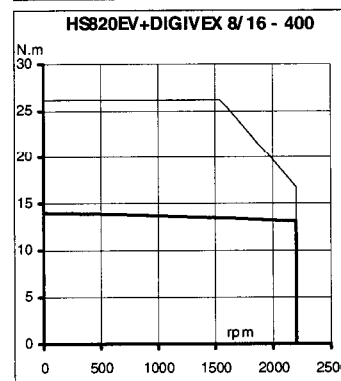
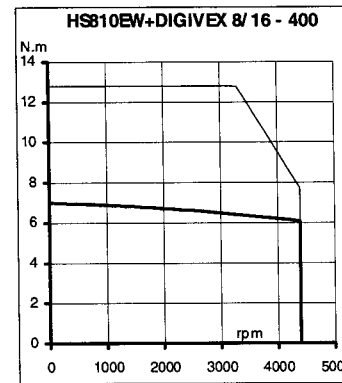
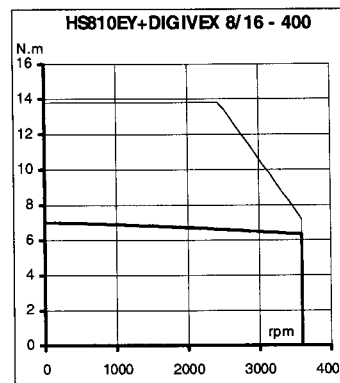
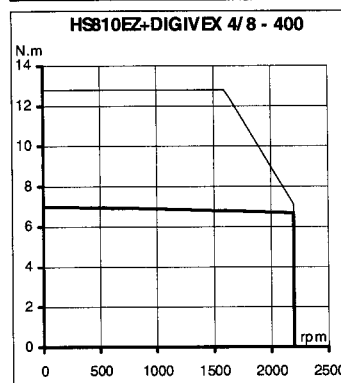
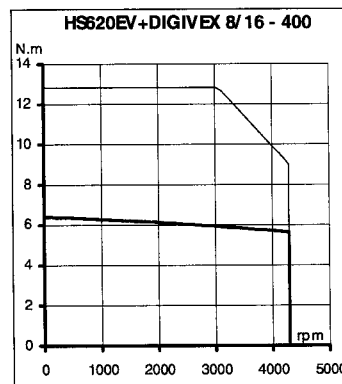
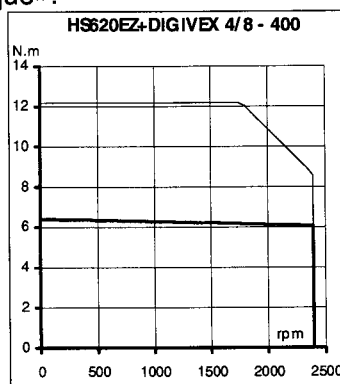
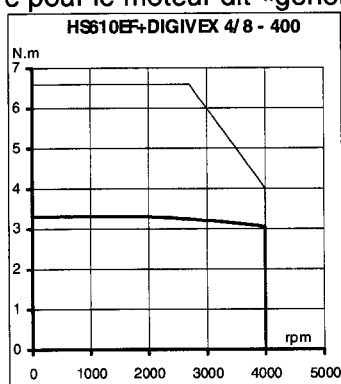
<b>Glissières de l'axe X</b>	
Un guidage précis est assuré par des glissières en formes de V et plate revêtue de turcite.	
Coefficient de frottement	$f = 0.08$
<b>Règle de mesure de l'axe X</b>	
Longueur de mesure	$L = 340 \text{ mm}$
Précision	$\varepsilon = \pm 3 \text{ } \mu\text{m}$
<b>Ensemble palier fixe</b>	
Avec roulements à billes à contact oblique à double effet	
Diamètre intérieur	$d = 30 \text{ mm}$
Diamètre extérieur	$D = 62 \text{ mm}$
Largeur	$B = 28 \text{ mm}$
Capacités de charge dynamique	$C = 29 \text{ kN}$
Capacités de charge statique	$C_0 = 64 \text{ kN}$
Couple de friction avec joint d'étanchéité	$M_{RL} = 0.5 \text{ Nm}$
Rigidité axiale	$R_p = 850 \text{ N}/\mu\text{m}$
Vitesse limite (graisse)	$N_{lim} = 2200 \text{ tr/min}$
Inertie palier fixe + mobile	$J_p = 217 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
<b>Vis à billes et écrou</b>	
Vis à billes de précision rectifiée et écrou double	
Diamètre nominal	$d_0 = 40 \text{ mm}$
Pas	$p = 5 \text{ mm}$
Diamètres des billes	$d_w = 3.5 \text{ mm}$
Nombre de rangées de billes	$i = 5$
Capacités de charge dynamique	$C = 29.1 \text{ kN}$
Capacités de charge statique	$C_0 = 64.1 \text{ kN}$
Couple dynamique des deux racleurs	$T_{RD} = 0.4 \text{ Nm}$
Rigidité de la vis (par mètre de longueur)	$R_v = 232 \text{ N}/(\mu\text{m.m})$
Longueur utile de la vis	$L_u = 403 \text{ mm}$
Longueur totale	$L = 900 \text{ mm}$
Précharge	10% de C
Rigidité de l'écrou (écrou double préchargé)	$R_e = 870 \text{ N}/\mu\text{m}$
Ecart toléré du déplacement sur une course de 300 mm	$v_{300p} = 6 \text{ } \mu\text{m}$ (classe 1)
Couple dynamique sans racleur	$T_{pra} = 0.65 \text{ Nm}$
Inertie de la vis (par mètre de longueur)	$J_v = 1566 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2/\text{m}$
<b>Accouplement élastique sans jeu</b>	
Diamètre coté vis	$d = 25 \text{ H7}$
Diamètre coté moteur	$d = 32 \text{ H7}$
Dureté de l'anneau élastique	95-98 Shore
Couple nominal de l'accouplement	$T_{KN} = 160 \text{ Nm}$
Couple maximal de l'accouplement	$T_{Kmax} = 320 \text{ Nm}$
Vitesse de rotation limite	$N = 11700 \text{ tr/mn}$
Rigidité torsionnelle statique	$K_{ts} = 3438 \text{ Nm/rad}$
Rigidité torsionnelle dynamique à $0.5T_{KN}$	$K_{td} = 10314 \text{ Nm/rad}$
Inertie (accouplement monté sans jeu)	$J_a = 417.1 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
<b>Servomoteur sans balais</b>	
Couple en rotation lente	$M_0 = 5.5 \text{ Nm}$
Couple impulsionnel	$M_{imp} = 11 \text{ Nm}$
Vitesse de rotation maximale	$N_{max} = 3200 \text{ tr/mn}$
Inertie rotor	$J_m = 426 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$

# **CARACTÉRISTIQUES DES SERVOMOTEURS HS**

# **AVEC SERVOAMPLIFICATEURS DIGIVEX**

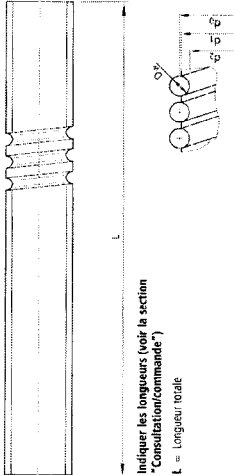
TYPE MOTEUR	VARIATEUR DIGIVEX	Couple en rotation lente (Mo)	Vitesse maximale (N)	Inertie (J) kgm <sup>2</sup> .10 <sup>-5</sup>	Couple par ampère crête (Kt)	Courant permanent (Îo)
		N.m	rpm		N.m/Â	Â
*HS610EF	4/8	3,3	4000	70	0,96	3,44
HS620EZ	4/8	6,4	2400	115	1,65	3,87
*HS620EV	8/16		4300		0,925	6,92
HS810EZ	4/8	7	2200	200	1,75	4
HS810EY	8/16		3600		1,09	6,42
HS810EW	8/16		4400		0,875	8
HS820EV	8/16	14	2200	350	1,8	7,76
HS820EQ	16/32		4200		0,946	14,8
HS910EX	8/16	15	1700	680	2,13	7,05
HS910EW	16/32		3600		1,05	14,3
HS920EW	8/16	31	900	1200	4,13	7,51
HS920ET	16/32		1900		2,06	15
HS920EL	32/64		3800		1,03	30

\* Moteur «générique». En l'absence d'information à la commande, chaque calibre de DIGIVEX est configuré pour le moteur dit «générique».



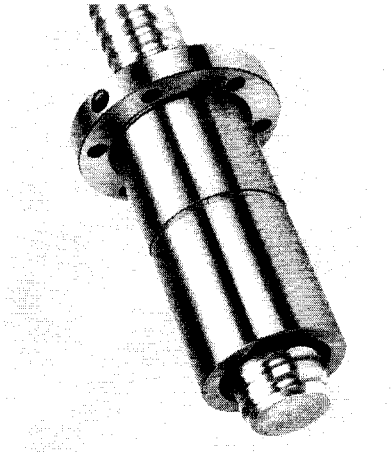
— Impulsionnel  
— Permanent

Documentation vis à billes et écrou double

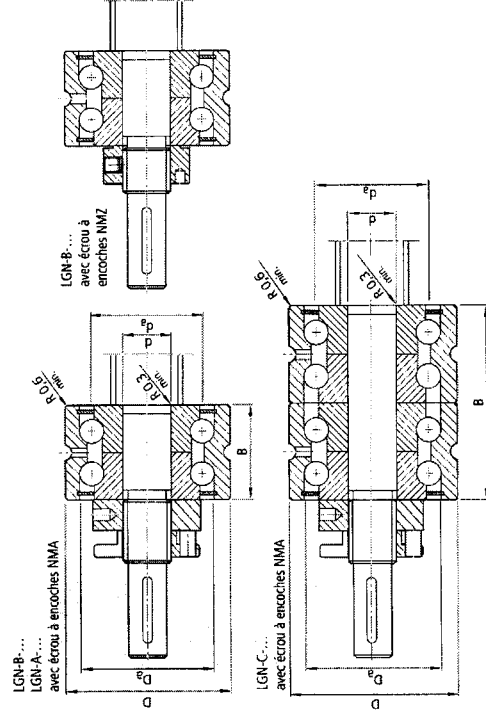
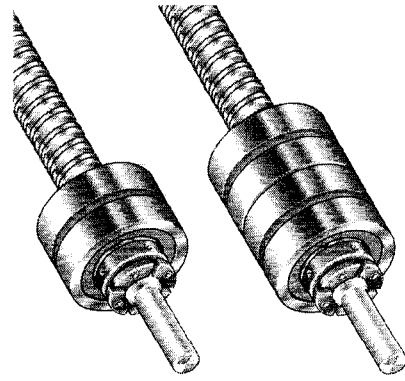


Taille d <sub>0</sub> x P x D <sub>w</sub>	d <sub>1</sub> (mm)	d <sub>2</sub> (mm)	Moment d'inertie (Kgcm <sup>2</sup> /m)	Rigidité R <sub>v</sub> (N/(µm.m))	Poids Kg/m
32 x 5R x 3.5	31	28.3	6.05	144	5.45
32 x 10R x 3.969	31	27.8	6.4	141	5.6
40 x 5R x 3.5	39	36.3	15.66	232	8.78
40 x 10R x 6	38	33.7	13.53	211	8.14
50 x 5R x 3.5	49	46.3	40.06	373	14.05
50 x 10R x 6	48	43.7	35.57	345	13.24
63 x 10r x 6	61	56.7	95.71	569	21.71
80 x 10R x 6.5	78	73.2	256.36	938	35.54

Couple dynamique, précharge, et rigidité pour vis avec écrou double.  C = charge de base dynamique axiale C <sub>0</sub> = charge de base statique axiale T <sub>RD</sub> = couple dynamique des deux racleurs R <sub>e</sub> = rigidité de l'écrou T <sub>pra</sub> = couple dynamique sans racleur  d <sub>0</sub> = diamètre nominal de la vis P = pas D <sub>w</sub> = diamètres des billes i = nombre de rangées de billes	Taille	Capacité de charge		Vis à écrou double Préchargé à 10 %		
	d <sub>0</sub> x P x D <sub>w</sub> - i	Dyn C (kN)	Stat. C <sub>0</sub> (kN)	T <sub>RD</sub> (Nm)	R <sub>e</sub> (N/µm)	T <sub>pra</sub> (Nm)
	32 x 5R x 3.5 - 4	21.6	40	0.25	610	0.39
	32 x 10R x 3.969 - 5	31.7	58.3	0.25	830	0.57
	40 x 5R x 3.5 - 5	29.1	64.1	0.40	870	0.65
	40 x 10R x 6 - 4	50	86.4	0.40	910	1.04
	40 x 10R x 6 - 6	72.1	132.2	0.40	1250	1.50
	50 x 5R x 3.5 - 5	32	81.3	0.50	1010	0.83
	50 x 10R x 6 - 4	55.4	109	0.60	960	1.55
	50 x 10R x 6 - 6	79.7	166.5	0.60	1450	2.07
	63 x 10R x 6 - 4	61.8	140.5	0.70	1120	2.02
	63 x 10R x 6 - 6	88.8	214.3	0.70	1690	2.91
	80 x 10R x 6.5 - 6	108.4	291.7	1.40	1950	4.34

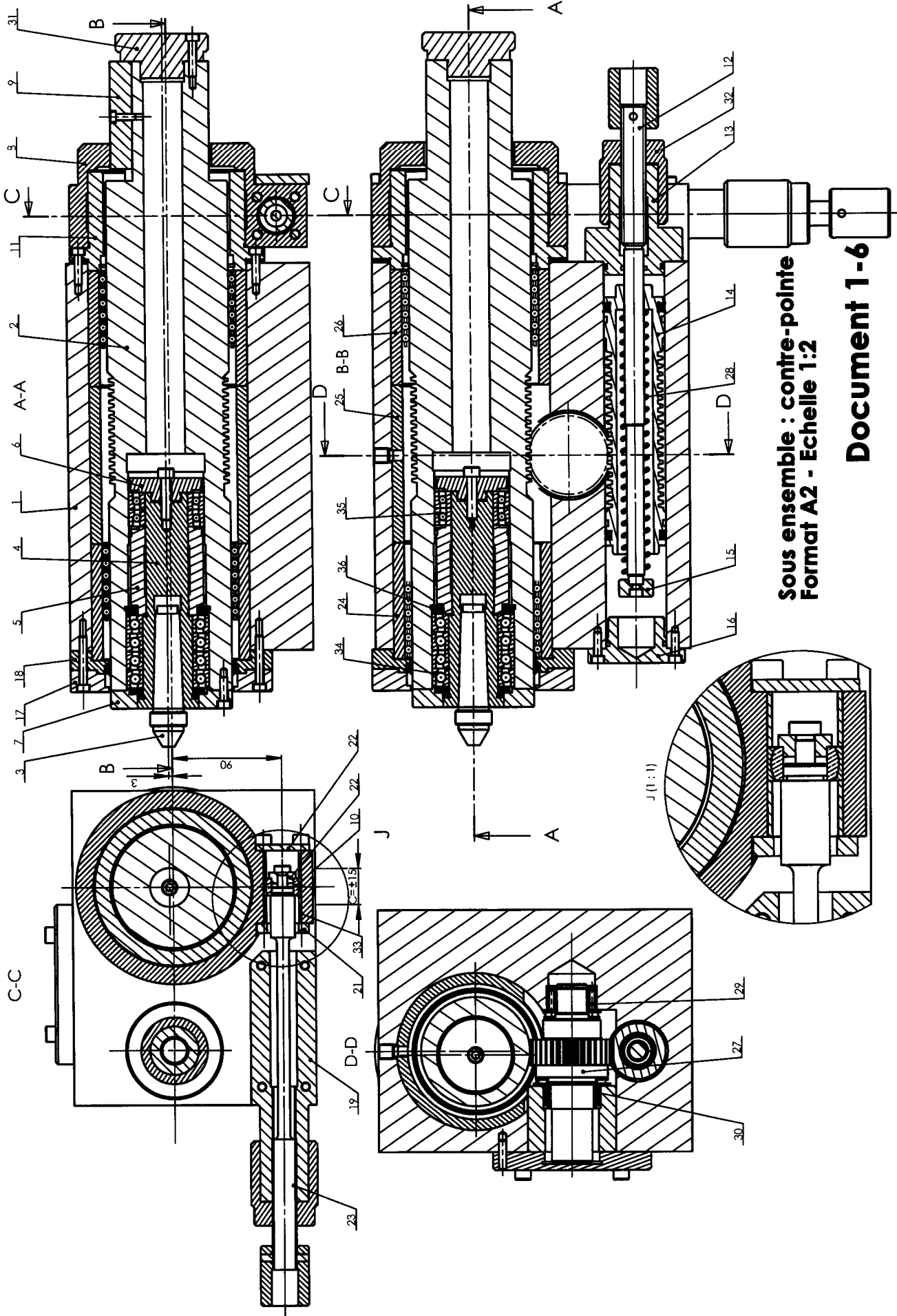


## Documentation ensemble palier fixe



Taille	Type	Capacité de charge		Moment de friction avec joint d'étanchéité	Rigidité axiale.	Vitesse limite (graisse)	Dimensions		
		Dyn C (kN)	Stat. C <sub>0</sub> (kN)				d (mm)	D (mm)	B (mm)
d <sub>0</sub> x P	Simple ou Double			M <sub>RL</sub> (Nm)	R <sub>p</sub> (Nm)	N <sub>lim</sub> (tr/mm)			
32x5/10	LNG-B	26	47	0.3	650	3000	20	52	28
40x5	LNG-B	29	64	0.5	850	2200	30	62	28
40x10	LNG-C	44.5	111	0.6	1300	2600	25	57	56
50x5	LNG-C	41	89	0.6	1400	2000	35	72	34
50x10	LNG-C	47.5	127	0.75	1500	2200	30	62	56
63x10	LNG-A	72	149	1.3	1200	1600	40	90	46
80x10	LNG-A	113	250	2.6	1400	1200	50	110	54





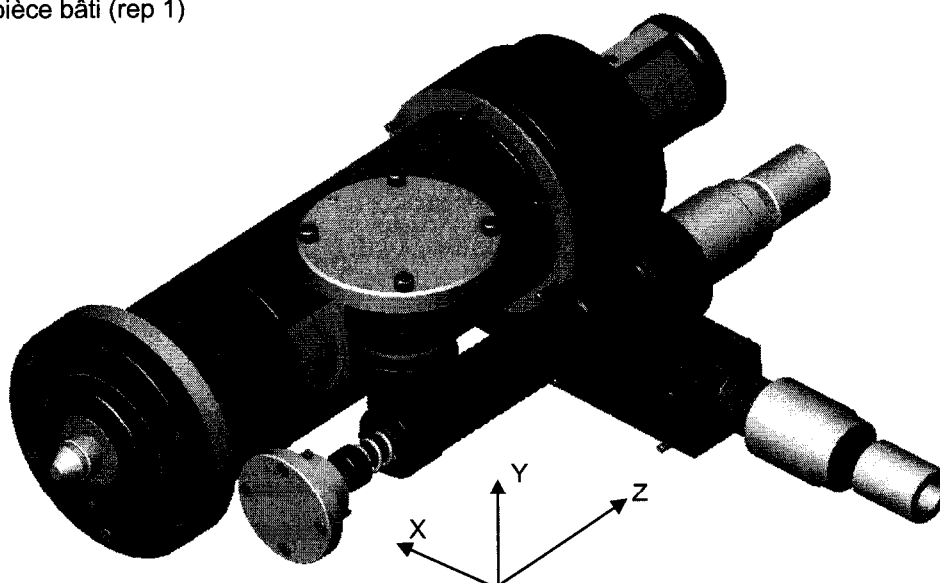
Sous ensemble : contre-pointe  
Format A2 - Echelle 1:2

Document 1-6

## Nomenclature (partielle) du sous ensemble contre-pointe.

Repère	Désignation	Nbre	Observations
1	Bâti	1	
2	Fourreau crémaillère	1	
3	Pointe tournante	1	
4	Support pointe tournante	1	
5	Entretoise	1	
6	Rondelle	1	
7	Couvercle contre pointe	1	
8	Corps système de réglage	1	
9	Clavette	1	
10	Rotule	1	
11	Rallonge	1	
12	Vis de réglage	1	
13	Écrou	1	
14	Piston du vérin hydraulique	1	course 63 mm sur crémaillère
15	Embout de tige	1	
16	Chapeau vérin	1	
17	Flasque contre pointe	1	
18	Entretoise	1	
19	Écrou	1	
22	Bague d'appui	1	
23	Vis de réglage	1	
24	Entretoise	1	
25	Entretoise	1	
26	Entretoise	1	
27	PIGNON DE RENVOI	1	
28	Ressort	1	Fonction maintien de l'effort axial.
29-30	BUTÉE Nadella	1	
31	Bouchon	1	
32	Contre-écrou	2	
33	Entretoise	1	
34	Roulement	4	FT11
35	Roulement	2	FT11
36	Bague d'appui	1	

Contre pointe sans  
la pièce bâti (rep 1)



# Formulaire THEORIE DE HERTZ appliquée à la géométrie d'un roulement à contact oblique

Unités : Effort en N, angle en radians, longueur en mm, contrainte en MPa.

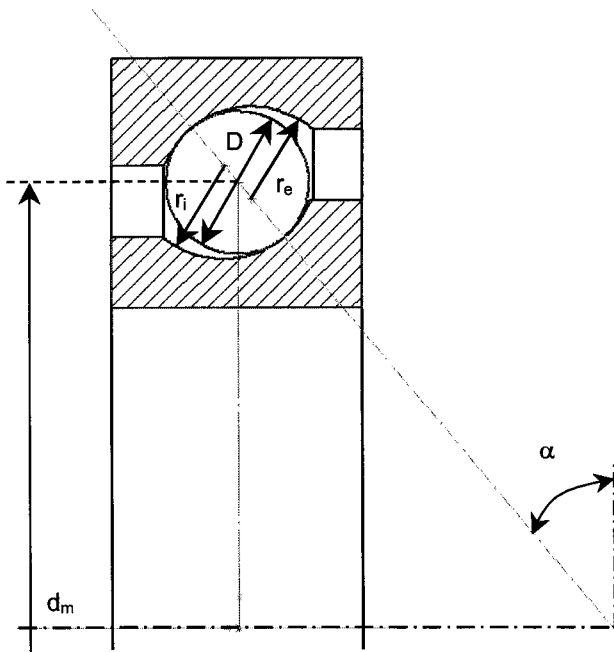
La théorie de Hertz permet de lier le rapprochement des deux corps  $\delta$  à la charge  $Q$ .

$$\delta = \delta^* \left[ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left( \frac{1\cdot\mu_1^2}{E_1} + \frac{1\cdot\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{2/3} \frac{\Sigma\rho}{2} \text{ soit } \delta = 2.79 \times 10^{-4} \delta^* Q^{2/3} \Sigma\rho^{1/3} \text{ pour 2 corps en acier.}$$

$Q$  charge sur une bille suivant la ligne de charge,  $\delta$  rapprochement des corps.

La valeur  $\delta^*$  est fonction de  $F(\rho)$ , les valeurs sont données dans le tableau ci-dessous

Dans le cas d'une géométrie de roulement à contact oblique les valeurs de  $\Sigma\rho$  et  $F(\rho)$  prennent les expressions données en bas de page (fonction de la géométrie interne du roulement).



$\alpha$  : angle de contact  
 $d_m$  : diamètre moyen  
 $D$  : diamètre de la bille  
 $r_i$  : rayon de courbure de la BI  
 $r_e$  : rayon de courbure de la BE  
 $\Sigma\rho_i$  : somme des courbures de la BI  
 $F(\rho)_i$  : Différence des courbures de la BI  
 $\Sigma\rho_e$  : somme des courbures de la BE  
 $F(\rho)_e$  : Différence des courbures de la BE

$$\Sigma\rho_i = \frac{1}{D} \left( 4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right); \Sigma\rho_e = \frac{1}{D} \left( 4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right)$$

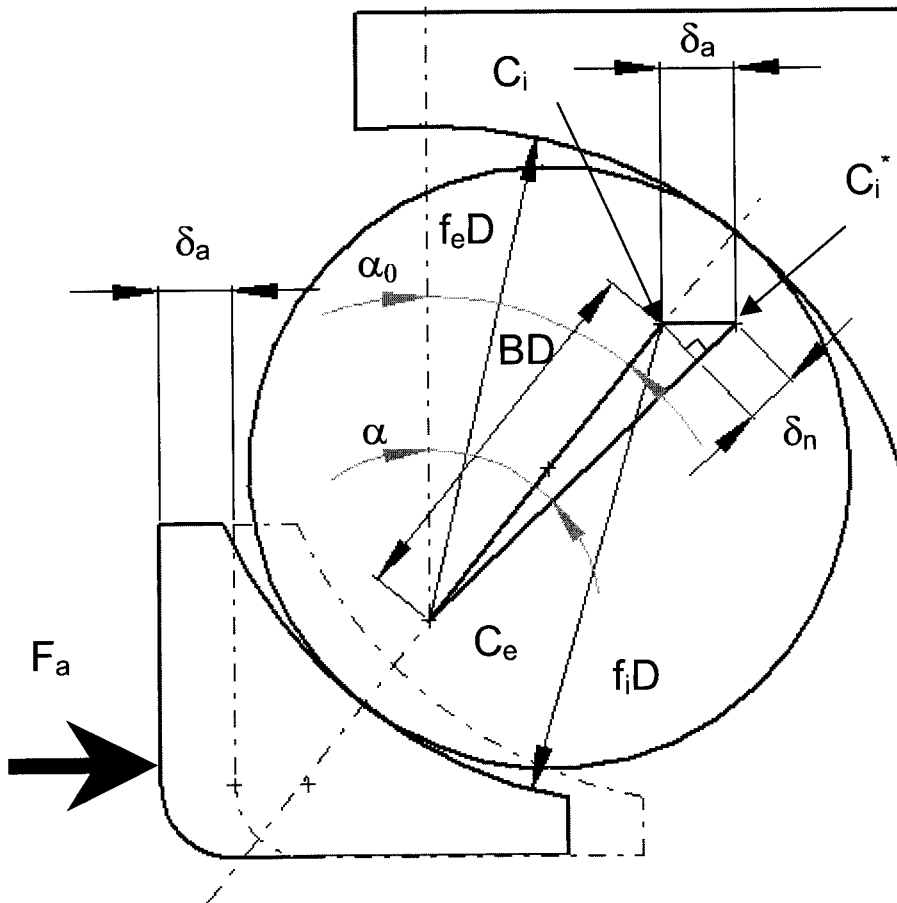
$$F(\rho)_i = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}; F(\rho)_e = \frac{\frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}$$

$$\text{avec : } f_i = \frac{r_i}{D}; f_e = \frac{r_e}{D}; \gamma = \frac{D \cos(\alpha)}{d_m}$$

$F(\rho)$	$\delta^*$
0	1
0,1075	0,9974
0,3204	0,9761
0,4795	0,9429
0,5916	0,9077
0,6716	0,8733
0,7332	0,8394
0,7948	0,7961
0,83495	0,7602
0,87366	0,7169
0,90999	0,6636
0,93657	0,6112
0,95738	0,5551
0,9729	0,496
0,983797	0,4352
0,990902	0,3745
0,995112	0,3176
0,9973	0,2705
0,9981847	0,2427
0,9989156	0,2106
0,9994785	0,17167
0,9998527	0,11995
1	0

# Roulement à contact oblique sous chargement axial.

Remarque : toutes les grandeurs géométriques ont été adimensionnées par D



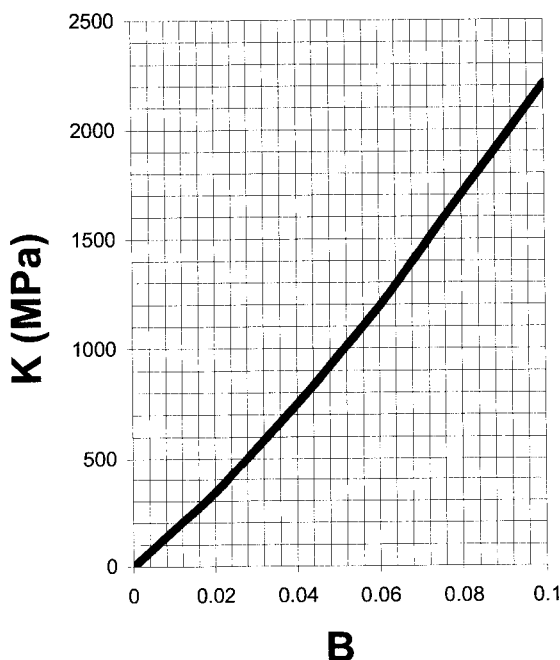
On suppose que la BE est fixe, que le chargement axial est appliqué à la BI.

$C_e$  est le centre de courbure de la BE ;  
 $C_i$  et  $C_i^*$  le centre de courbure de la BI initial et final (sous charge axiale  $F_a$ ).

$\alpha_0$  : angle de contact initial  
 $\alpha$  : angle de contact final (sous charge axiale  $F_a$ ).

D : diamètre de la bille  
 $r_i$  : rayon de courbure de la BI  
 $r_e$  : rayon de courbure de la BE  
Z : nombre d'éléments roulants  
 $\delta_a$  : déplacement axial de la BI/BE  
 $\delta_n$  : déplacement des centres de courbures suivant la ligne de charge

$$\frac{F_a}{ZK_n(BD)^{1.5}} = \sin(\alpha) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1.5}$$



$$K_n = \frac{KD^{0.5}}{B^{1.5}}$$

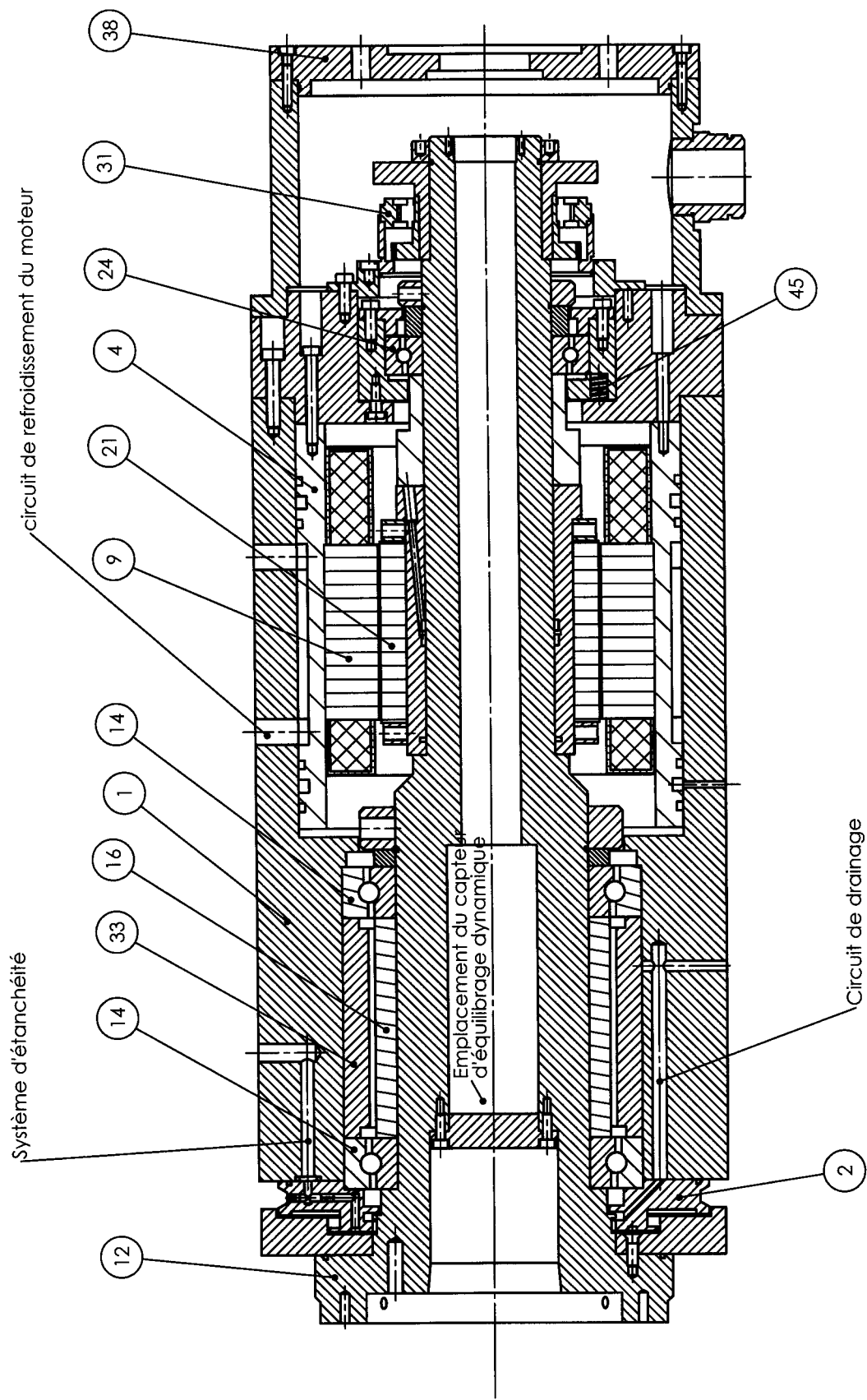
$$B = f_e + f_i - 1$$

$$f_i = \frac{r_i}{D} ; f_e = \frac{r_e}{D}$$

## Géométrie interne du roulement de tête

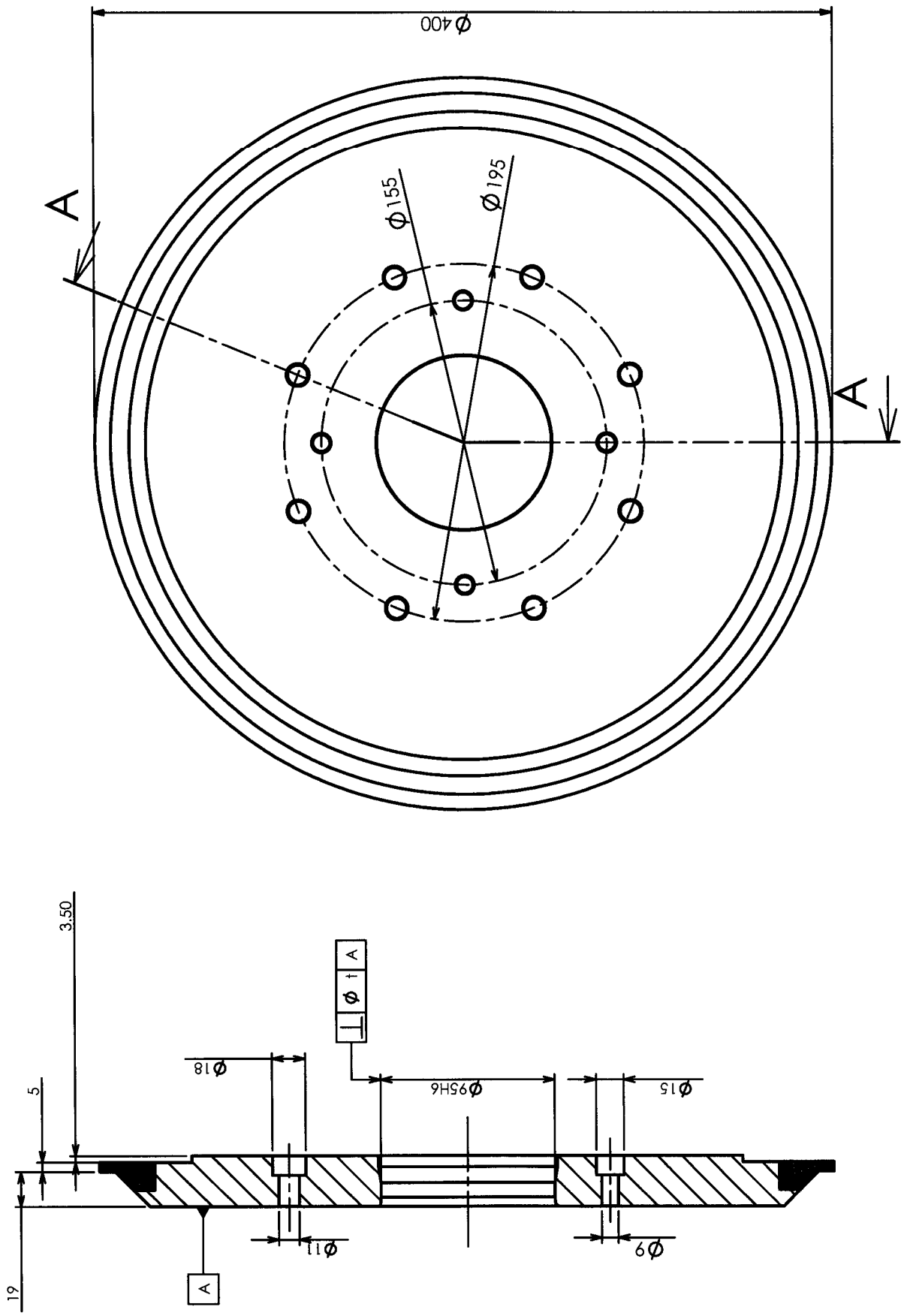
$D_{int}$	90	mm
$D_{ext}$	140	mm
Largeur	24	mm
D	9,525	mm
Z	30	
$r_i$	4,776	mm
$r_e$	4.776	mm
$d_m$	115	mm
$\alpha_0$	25	degrés

## Document 2-2



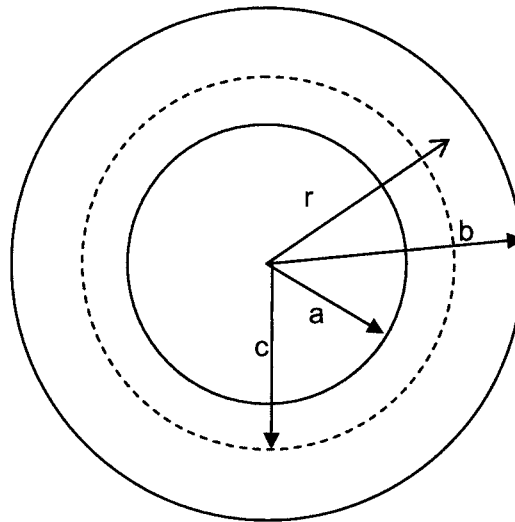
**Broche porte pièce**  
**Echelle 1:2 Format A3**

**Document 1-1**



Dessin de définition de la meule CBN.  
Echelle 1:3

# Formulaire d'élasticité



**Unités SI.**

**Les hypothèses suivantes sont posées :**

- La meule est cylindrique, de rayon intérieur  $a = 95 \text{ mm}$ , et extérieur  $b = 400 \text{ mm}$ , d'épaisseur constante  $e = 27.5 \text{ mm}$ .
- La meule et sa mise en position sont supposées parfaites.
- La meule est boulonnée sur son support sur un rayon moyen de  $c = 175 \text{ mm}$ .
- La meule est sollicitée par la force volumique d'inertie engendrée par l'effet centrifuge ainsi que par la chaleur engendrée par la rectification (qui sera négligée dans cette question).

## Déplacements :

$$u(a) = -\frac{1-\nu^2}{4.E} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \frac{(c^2 - a^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - a^2 \cdot (\nu + 1)} ; u(b) = -\frac{1-\nu^2}{4.E} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b \cdot \frac{(c^2 - b^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - b^2 \cdot (\nu + 1)}$$

## Contraintes :

$\sigma_t(a) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{(\nu^2 - 1) \cdot (a^2 - c^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - a^2 \cdot (\nu + 1)}$	$\sigma_t(b) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{(\nu^2 - 1) \cdot (b^2 - c^2)^2}{c^2 \cdot (\nu - 1) - b^2 \cdot (\nu + 1)}$
$\sigma_t(c-) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \nu \cdot K-$	$\sigma_t(c+) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \nu \cdot K+$
$\sigma_r(c-) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K-$	$\sigma_r(c+) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K+$

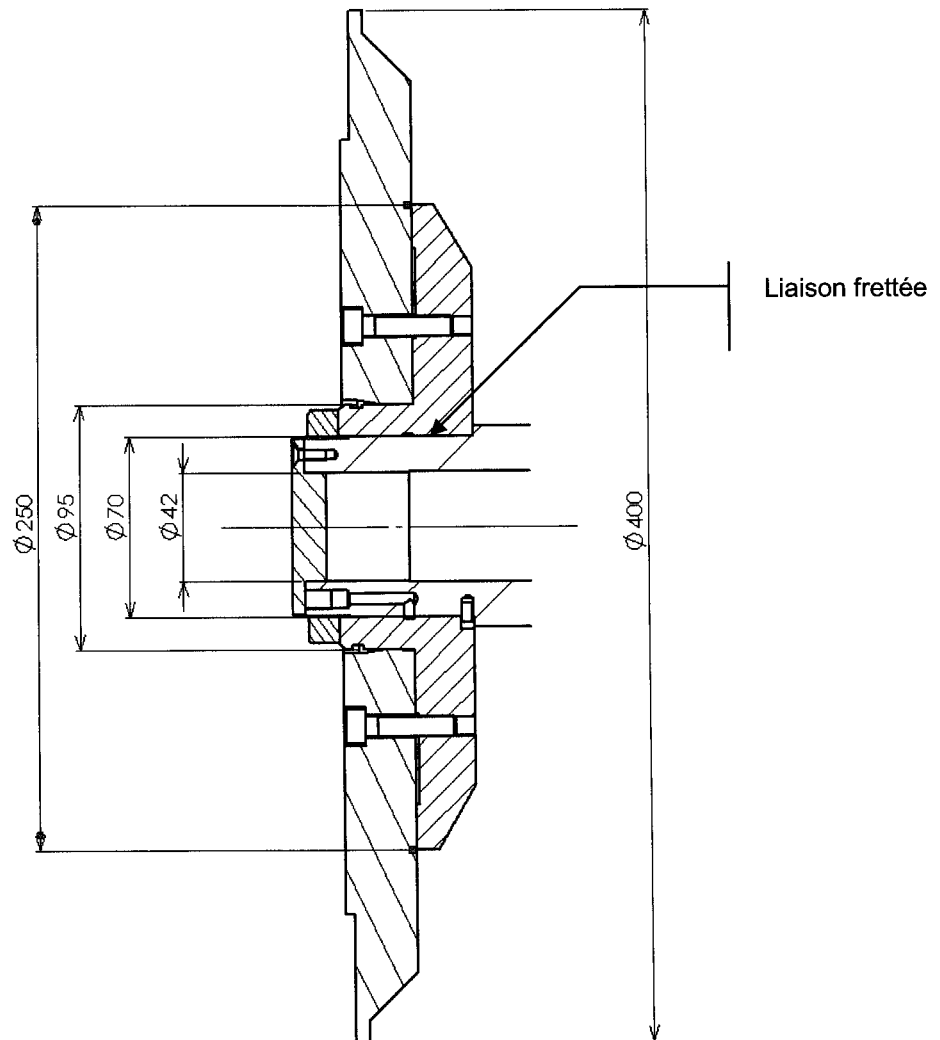
$$K- = -a^2 \cdot \frac{a^2 \cdot (\nu + 3) - c^2 \cdot (\nu + 1)}{c^2 \cdot (\nu - 1) - a^2 \cdot (\nu + 1)} - c^2$$

$$K+ = -b^2 \cdot \frac{b^2 \cdot (\nu + 3) - c^2 \cdot (\nu + 1)}{c^2 \cdot (\nu - 1) - b^2 \cdot (\nu + 1)} - c^2$$

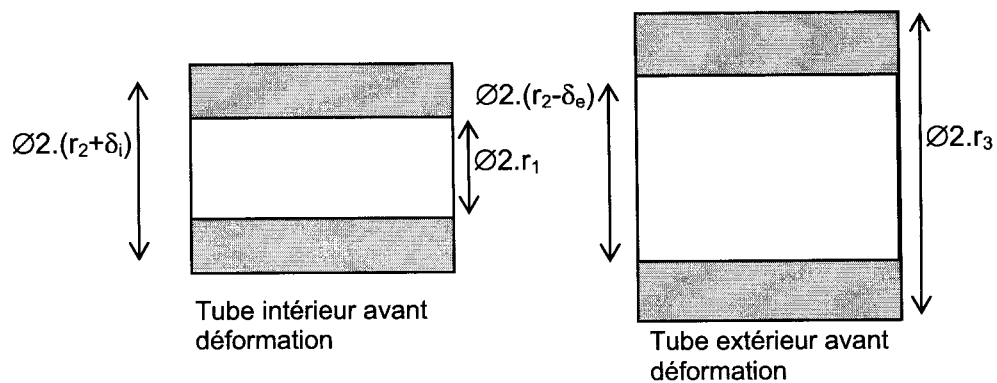
$E$  : module de Young (210000 Mpa)

$\nu$  : coefficient de Poisson (0.3).

# Etude de la liaison complète meule porte meule



## Modèle retenu pour l'étude du frettage :



$$\begin{aligned} r_1 &= 21 \text{ mm} \\ r_2 &= 35 \text{ mm} \\ r_3 &= 47,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\delta = \delta_i + \delta_e > 0$$



# Tolérances et d'ajustements

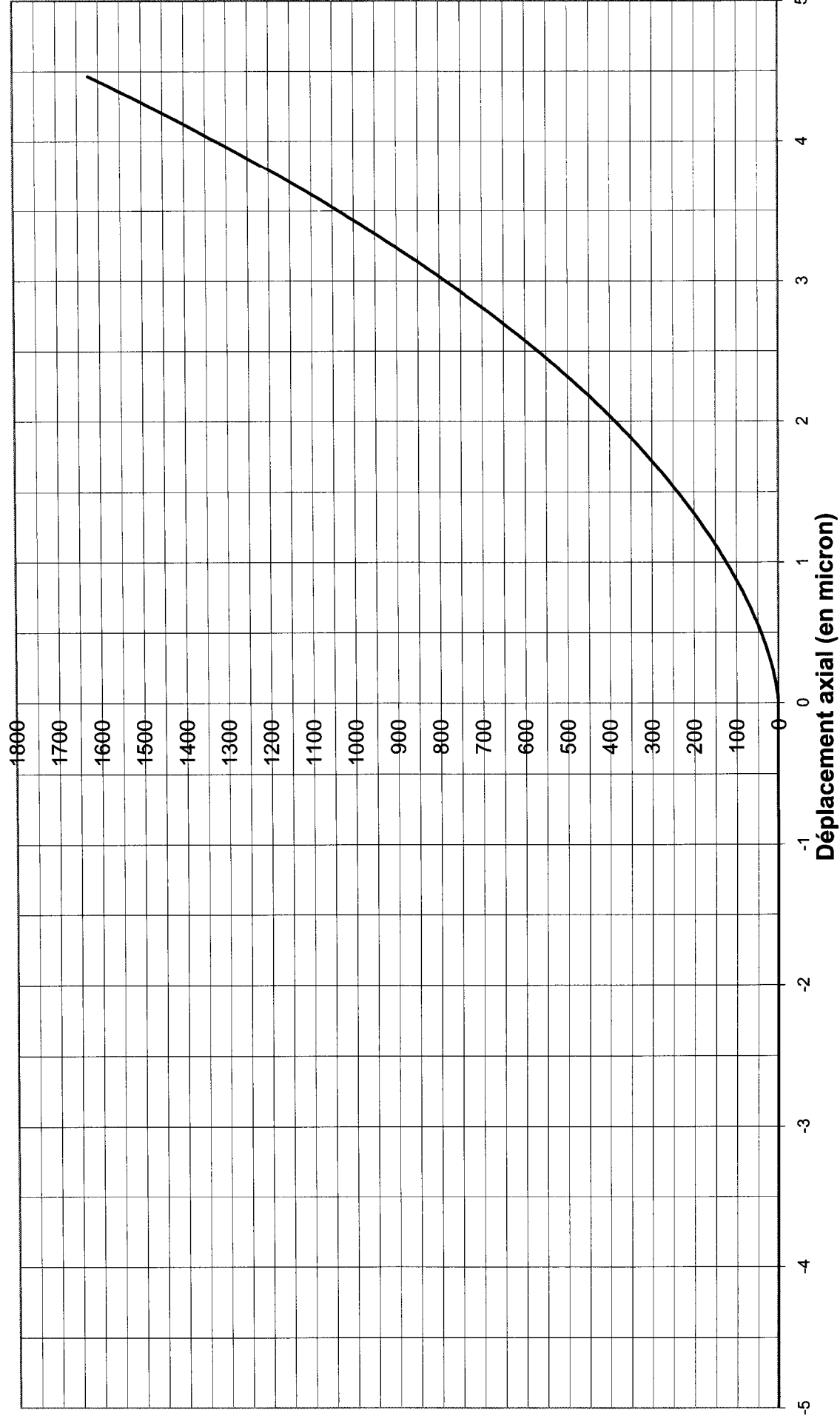
## ECARTS en micromètres

ALESAGES de diamètre 50 à 80 inclus			
D10	+220 +100	M8	+5 -41
F7	+60 +30	N5	-15 -28
G6	+29 +10	N6	-14 -33
H6	+19 0	N7	-9 -39
H7	+30 0	N8	-4 -50
H8	+46 0	N9	0 -74
H9	+74 0	N10	0 -120
H10	+120 0	N11	0 -190
H11	+190 0	P5	-27 -40
H12	+300 0	P6	-26 -45
H13	+460 0	P7	-21 -51
J7	+18 -12	P8	-32 -78
K5	+3 -10	P9	-32 -106
K6	+4 -15	R5	-38 -49
K7	+9 -21	R6	-37 -54
K8	+14 -32	R7	-32 -60
M5	-6 -19	S7	-48 -72
M6	-5 -24	U7	-91 -121
M7	0 -30	X7	-135 -141

ARBRES de diamètre 50 à 80 inclus									
a11	-360 -530	h13	0 -460	m6	+30 +11	p9	+106 +32	u7	+132 +87
c11	-150 -330	j6	+12 -7	m7	+41 +11	p10	+152 +32	u8	+148 +87
d9	-100 -174	js5	± 6,5	m8	+57 +11	r3	+48 +41	u9	+176 +87
d10	-100 -220	js6	± 9,5	m9	+85 +11	r4	+51 +41	u10	+222 +87
d11	-100 -290	js9	± 37	m10	+131 +11	r5	+56 +41	x5	+159 +122
e7	-60 -90	js11	± 95	n3	+25 +20	r6	+62 +41	x6	+165 +122
e8	-60 -106	k3	+5 +0	n4	+28 +20	r7	+73 +41	x7	+176 +122
e9	-60 -134	k4	+10 +2	n5	+33 +20	r8	+89 +41	x8	+192 +122
f6	-30 -49	k5	+15 +2	n6	+39 +20	r9	+117 +41	x9	+220 +122
f7	-30 -60	k6	+21 +2	n7	+50 +20	r10	+163 +41	x10	+266 +122
f8	-30 -76	k7	+32 +2	n8	+66 +20	s3	+64 +53	x11	+336 +122
g5	-10 -23	k8	+46 +0	n9	+94 +20	s4	+67 +53	z6	+229 +172
g6	-10 -29	k9	+74 +0	n10	+140 +20	s5	+72 +53	za6	+293 +226
h5	0 -13	k10	+120 +0	n11	+210 +20	s6	+78 +53	z7	+240 +172
h6	0 -19	k11	+190 +0	p3	+37 +32	s7	+89 +53	za7	+304 +226
h7	0 -30	k12	+300 +0	p4	+40 +32	s8	+105 +53	zb7	+390 +300
h8	0 -46	k13	+460 +0	p5	+45 +32	s9	+133 +53	zc7	+510 +405
h9	0 -74	m3	+16 +11	p6	+51 +32	s10	+179 +53	z8	+256 +172
h10	0 -120	m4	+19 +11	p7	+62 +32	u5	+115 +87	z9	+284 +172
h11	0 -190	m5	+24 +11	p8	+78 +32	u6	+121 +87	z10	+330 +172

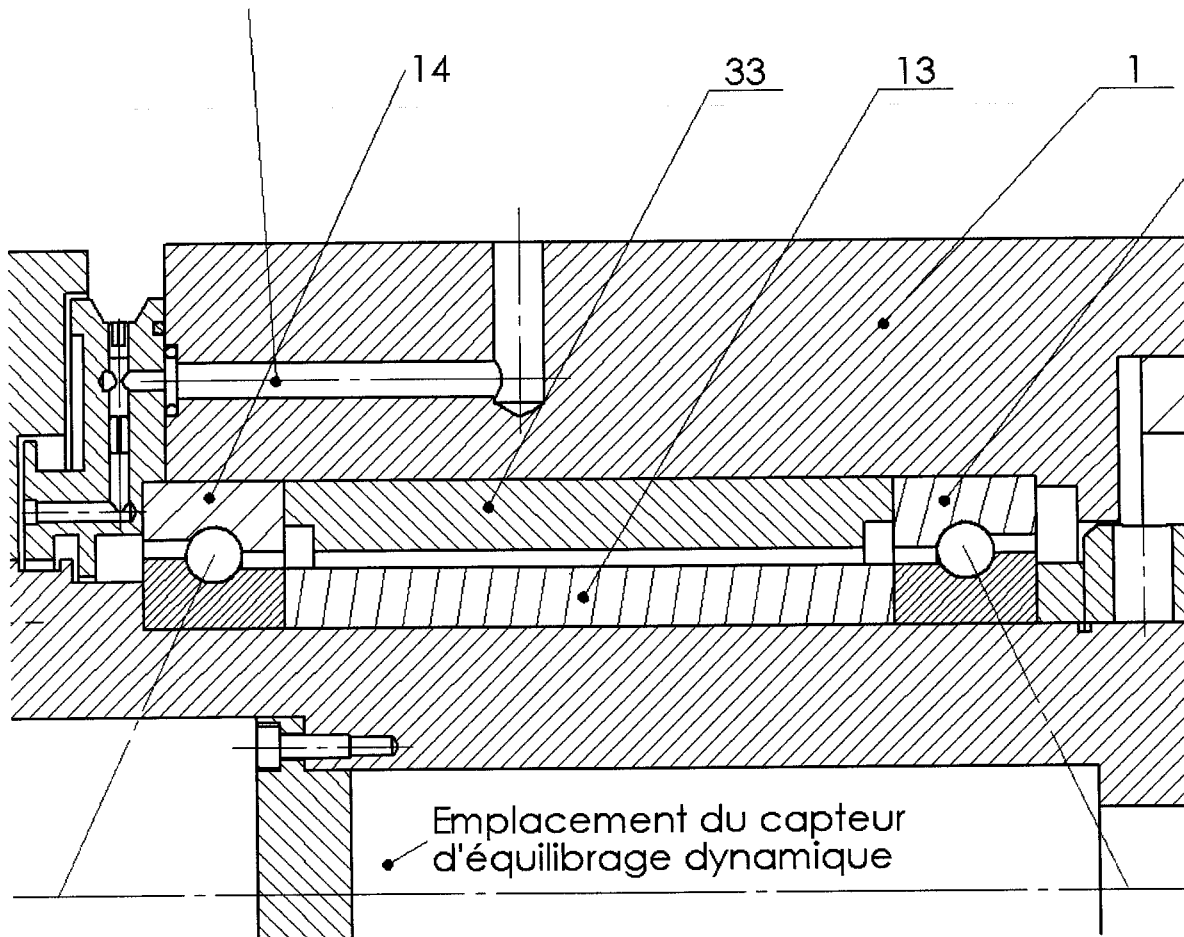
## Courbe de déflexion axiale

Effort axial (en Newton)





## Eléments de correction : partie 2



### Q2.1 Etude de la loi de comportement locale

*Montrer que la loi de comportement locale au niveau d'un élément roulant peut se mettre sous la forme :*

La relation issue de la théorie de Hertz peut s'écrire au niveau bille-bague intérieure et bille-bague extérieure.

$$Q_e = K_e \delta_e^p \text{ et } Q_i = K_i \delta_i^p$$

$\delta_e$  et  $\delta_i$  représentent les déplacements du centre de la bille par rapport au centre de courbure de la bague intérieure et extérieure.

En isolant la bille et en **négligeant les effets d'inerties** devant la charge transmise par l'élément roulant on obtient  $Q_n = Q_i = Q_e$

Le déplacement total entre les deux centres de poussée sous charge est la somme des déplacements  $\delta_e$  et  $\delta_i$ .

$$\delta_n = \delta_e + \delta_i = \left( \frac{Q_e}{K_e} \right)^{\frac{1}{p}} + \left( \frac{Q_i}{K_i} \right)^{\frac{1}{p}} = (Q_n)^{\frac{1}{p}} \left[ \left( \frac{1}{K_e} \right)^{\frac{1}{p}} + \left( \frac{1}{K_i} \right)^{\frac{1}{p}} \right]$$

Le comportement entre les deux bagues est décrit par la relation :

$$Q_n = K_n \delta_n^p$$

Avec l'expression du coefficient  $K_n$  de la loi de comportement :

$$\left( \frac{1}{K_n} \right)^{\frac{1}{p}} = \left( \frac{1}{K_e} \right)^{\frac{1}{p}} + \left( \frac{1}{K_i} \right)^{\frac{1}{p}}$$

*Proposer sous forme d'organigramme le calcul du coefficient  $K_n$  de la loi de comportement.*

Calcul du coefficient  $K_n$  à partir de la loi de Hertz

$$\delta = \delta^* \left[ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left( \frac{1\cdot\mu_1^2}{E_1} + \frac{1\cdot\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \frac{\Sigma\rho}{2}$$

Pour un angle de contact  $\alpha$  donné

1. Données :  $E_1, E_2, \nu_1, \nu_2, r_i, r_e, D$
2. Calculs intermédiaires :  $f_i ; f_e ; \gamma$
3. Calculs des sommes et différences de courbure :  $\Sigma\rho_i ; \Sigma\rho_e ; F(\rho)_i ; F(\rho)_e$
4. Calcul de  $\delta_i^*$  et  $\delta_e^*$  en fonction de  $F(\rho)_i$  et  $F(\rho)_e$
5.  $K_i = \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot (\delta_i^*)^{-1,5}}{\sqrt{\Sigma\rho_i}}$  et  $K_{ei} = \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot (\delta_e^*)^{-1,5}}{\sqrt{\Sigma\rho_e}}$  puis calcul de  $K_n$ .

## ☞ Q22 Etude du comportement du roulement sous charge axiale

*Montrer que la loi de comportement axiale du roulement peut se mettre sous la forme suivante :*

$$\frac{F_a}{ZK_n(BD)^{1,5}} = \sin(\alpha) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1,5}$$

En isolant la bague intérieure, le principe fondamental de la statique donne :

$$Q_n = \frac{F_a}{Z \cdot \sin(\alpha)}$$

Loi de comportement locale du roulement :

$$Q_n = K_n \delta_n^p \text{ avec } p = 3/2$$

Fermeture géométrique  $C_e C_i C_i^*$

$$C_e C_i^* \cdot \cos(\alpha) = C_e C_i \cdot \cos(\alpha_0) = BD \cdot \cos(\alpha_0)$$

Par définition  $\delta_n = C_e C_i^* - C_e C_i$ , donc

$$\delta_n = B.D. \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)$$

D'où la relation cherchée

$$\frac{F_a}{ZK_n (BD)^{1.5}} = \sin(\alpha) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1.5}$$

Montrer que le déplacement axial du roulement peut se mettre sous la forme suivante :

$$\delta_a = \frac{BD \sin(\alpha - \alpha_0)}{\cos(\alpha)}$$

Fermeture géométrique  $C_e C_i C_i^*$

$$C_e C_i^* \cdot \sin(\alpha) = C_e C_i \cdot \sin(\alpha_0) + \delta_a = BD \cdot \sin(\alpha_0) + \delta_a$$

$$B.D. \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} \right) \cdot \sin(\alpha) = BD \cdot \sin(\alpha_0) + \delta_a$$

$$\delta_a = B.D. \frac{\sin(\alpha - \alpha_0)}{\cos(\alpha)}$$

### ☞ Q23 Calcul de l'angle de contact sous charge

Proposer un algorithme de résolution de l'équation 2.5

$$\frac{F_a}{ZD^2 K} = \sin(\alpha) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha)} - 1 \right)^{1.5}$$

en utilisant l'algorithme de Newton-Raphson pour trouver le zéro de la fonction  $f(x) = 0$   
 $x = x_0 - f(x_0)/f'(x_0)$

$$\alpha_n = \alpha_{n-1} + \frac{\frac{F_a}{ZD^2 K} - \sin(\alpha_{n-1}) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{n-1})} - 1 \right)^{1.5}}{\cos(\alpha_{n-1}) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{n-1})} - 1 \right)^{1.5} + 1.5 \tan^2(\alpha_{n-1}) \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{n-1})} - 1 \right)^{0.5} \cdot \cos(\alpha_0)}$$

Des candidats ont proposé des méthodes de dichotomie, qui convenaient aussi bien.

Pour un chargement axial,  $F_a = 600N$  et la géométrie interne du roulement définie sur le document 2-2, calculer

- L'angle de contact sous charge  $\alpha$  ;
- Le déplacement axial  $\delta_a$  de la BI/BE.

Application numérique:

Il convenait de garder un nombre de chiffres significatifs assez grand pour ne pas propager d'erreurs dans les calculs.

Fa	600	N
Z	30	
D	9.525	mm
K	50	MPa
ri	4.776	mm
re	4.776	mm
fi	0.5014	
fe	0.5014	
B	0.0028	

	équilibre	alpha
0	4.4089E-03	25.0000
1	-2.0658E-03	30.7296
2	-3.3150E-04	29.8494
3	-3.4072E-05	29.6812
4	-3.0234E-06	29.6633
5	-2.6354E-07	29.6617

soit un déplacement axial de  $\delta_a = 0.0025$  mm et un angle de contact de  $\alpha_a = 29,7^\circ$

### ☞ Q24 Etude de l'installation de la précharge

*En utilisant les relations et notations de la partie 2.a calculer l'angle de contact  $\alpha_p$  de chaque roulement et le déplacement  $\delta_p$  à installer pour réaliser cette précharge (pour un roulement).*

*Expliquer en quelques lignes la procédure à suivre pour installer cette précharge.*

Il suffisait de reprendre les résultats de la question précédente. En installant une précharge de 600N dans le montage, les roulements vont avoir un angle de contact  $\alpha_p = 29.7^\circ$ , le déplacement de chaque bague extérieure par rapport à sa bague intérieure sera de  $\delta_p = 2,5\mu\text{m}$ .

Les candidats qui n'ont pas réussi à traiter la question 2.3 pouvaient utiliser le document DR1 qui donnait un ordre de grandeur de la précharge géométrique à installer.

Pour installer cette précharge le constructeur propose des paires de roulements appairées avec une précharge faible, moyenne ou forte, les roulements sont montés entre deux entretoises. Les faces planes des bagues extérieures sont rectifiées de manière à créer un décalage de  $2.5 \mu\text{m}$  par rapport aux faces planes des bagues intérieures. La difficulté vient que le montage de roulements doit avoir cette précharge en régime thermique permanent de la broche. Pour cela deux solutions peuvent être utilisées :

- rectifier à la même longueur les deux entretoises et choisir une précontrainte forte, la dilatation différentielle des entretoises ramène la précontrainte à peu près à la valeur moyenne.
- rectifier les deux entretoises séparément pour faire apparaître une différence de longueur d'entretoise à froid redonnant des longueurs identiques à chaud. Dans les deux cas la maîtrise du comportement thermique de la broche est requise.

### ☞ Q2.5 Calcul de la raideur axiale de la broche

*Ecrire le système d'équations à résoudre pour déterminer le déplacement axial  $\delta_a$  de l'arbre.*

Mise en place de la précontrainte

$$\text{Eq1 : } \frac{F_p}{ZD^2K} = \sin(\alpha_p) \cdot \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_p)} - 1 \right)^{1.5} \quad \text{et Eq2 : } \delta_p = \frac{BD \sin(\alpha_p - \alpha_0)}{\cos(\alpha_p)}$$

Equilibre axial de l'arbre

$$\text{Eq3 : } F_a = F_1 - F_2$$

Relation de comportement du roulement 1

$$\text{Eq4 : } \frac{F_1}{ZD^2K} = \sin(\alpha_1) \cdot \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_1)} - 1 \right)^{1.5} \quad \text{et Eq5 : } \delta_1 = \frac{BD \sin(\alpha_1 - \alpha_0)}{\cos(\alpha_1)}$$

Relation de comportement du roulement 2

$$\text{Eq6 : } \frac{F_2}{ZD^2K} = \sin(\alpha_2) \cdot \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_2)} - 1 \right)^{1.5} \quad \text{et Eq7 : } \delta_2 = \frac{BD \sin(\alpha_2 - \alpha_0)}{\cos(\alpha_2)}$$

Relation de compatibilité des déplacements

$$\text{Eq8 : } \delta_1 = \delta_p + \delta_a, \quad \text{Eq9 : } \delta_2 = \delta_p - \delta_a,$$

Nous obtenons un système de 9 équations non linéaires à 9 inconnues ( $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_p; \delta_1, \delta_2, \delta_a, \delta_p, F_1, F_2$ ) fonctions de  $F_p$  (la précharge installée) et  $F_a$  (l'effort axial de référence).

$$\text{En combinant 3,4,6 : } \frac{F_a}{ZD^2K} = \sin(\alpha_1) \cdot \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_1)} - 1 \right)^{1.5} - \sin(\alpha_2) \cdot \left( \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_2)} - 1 \right)^{1.5}$$

$$\text{En combinant 5,7,8,9 : } \frac{2 \cdot \delta_p}{D \cdot B} = \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha_0)}{\cos(\alpha_1)} + \frac{\sin(\alpha_2 - \alpha_0)}{\cos(\alpha_2)}$$

Il ne reste plus qu'un système de deux équations non linéaires à deux inconnues en  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  fonction de la précharge et de la charge axiale.

Pour tracer la courbe de raideur axiale de la broche il faut :

1. Se fixer une valeur de  $\delta_a$
2. Calculer  $\delta_1 = \delta_p + \delta_a$  et  $\delta_2 = \delta_p - \delta_a$
3. Calculer  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  à partir des équations 5 et 7 et de  $\delta_1$  et  $\delta_2$
4. Calculer  $F_1$  et  $F_2$  à partir des équations 4 et 6 et de  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$
5. Puis calculer  $F_a = F_1 - F_2$

*Calculer le déplacement axial de la broche sous une charge purement axiale de référence de valeur  $F_a = 1000N$ .*



$F_p$	600	N
$\delta_p$	0.0025	mm
$\alpha_p$	29.66	degrés

$F_a$	1000	N
$\delta_a$	0.0012	mm

$F_1$	1202	N
$\delta_1$	0.0037	mm
$\alpha_1$	31.73	degrés

$F_2$	202	N
$\delta_2$	0.0013	mm
$\alpha_2$	27.50	degrés

Sur le document DR1 à rendre dans cette partie, tracer la courbe de raideur axiale de l'axe  $F_a = f(\delta_a)$ , la courbe sera construite en trois points et les quantités  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_a$ ,  $F_p$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $\delta_a$ ,  $\delta_p$  seront repérées clairement sur le graphique.

La résolution graphique permettait au candidat de trouver l'ordre de grandeur de la raideur axiale de la broche sans avoir résolue la partie ci-dessus.

### ☞ Q2.6 Influence du troisième roulement sur la rigidité radiale statique et dynamique

On désire étudier en avant projet l'influence du roulement de queue (rep 24) sur la rigidité statique et dynamique de la broche. Proposer une modélisation (hypothèses, type d'éléments, chargement, conditions aux limites, etc...) en vue d'une étude statique ou dynamique de la broche.

On ne demandait qu'une méthode, à titre d'exemple la démarche suivante pouvait être proposée.

En avant projet un logiciel de RDM permet déjà d'obtenir des résultats intéressants, (élément de poutre en 2D).

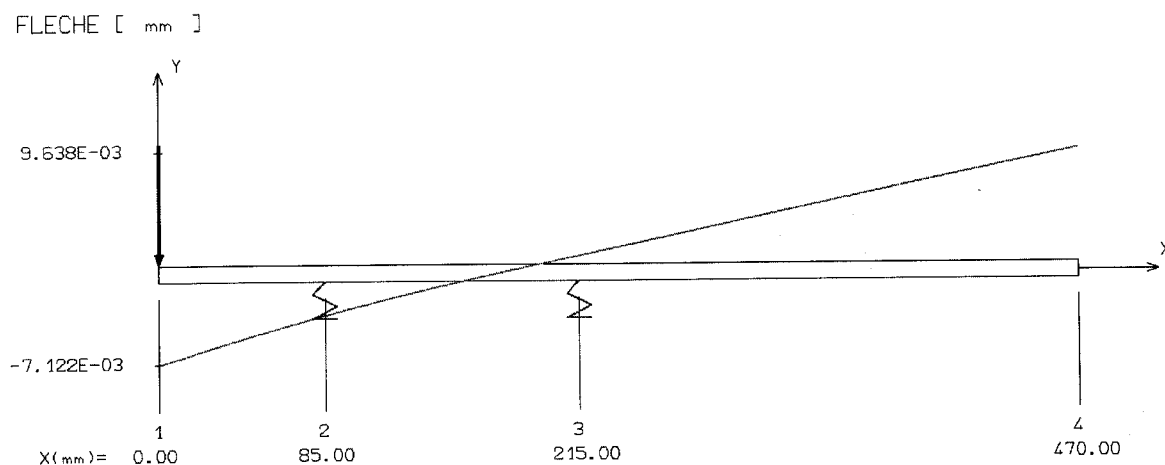
Pour l'étude statique, les roulements peuvent être modélisés par des appuis élastiques (linéaires) de raideur radiale donnée. Il faudrait reprendre l'étude précédente en comportement radial, ou consulter la documentation du constructeur qui donne une estimation de la raideur radiale du roulement à partir de sa raideur axiale

La rigidité radiale pour un montage de 4 roulements disposés en tandem "O" est de :

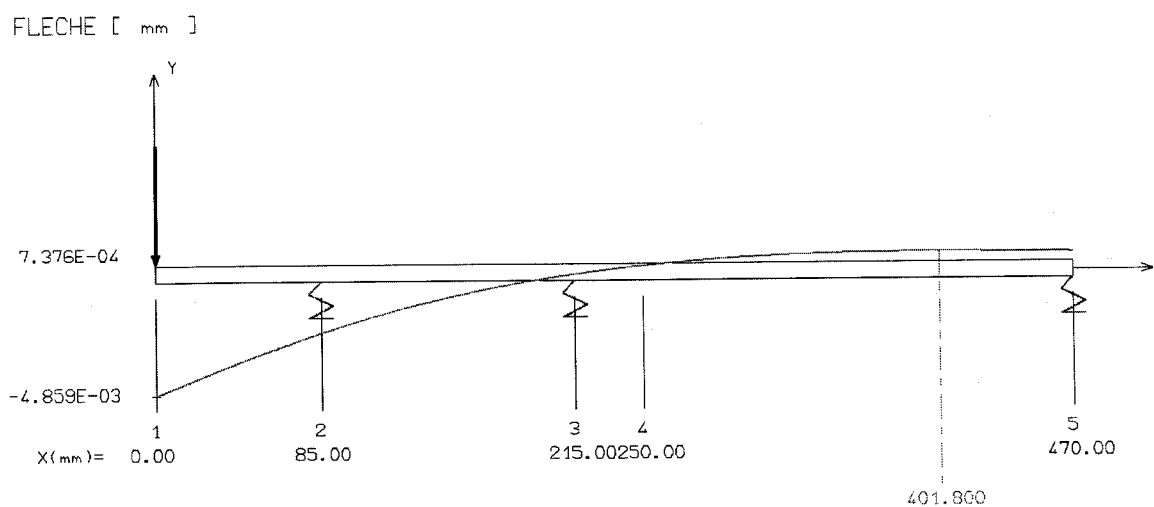
$$\text{disposition groupe de 4 rouls} \quad S_{ri} = 2.S_r = 4.S_a.$$

La broche peut être modélisée par une poutre constituée de différents éléments pour prendre en compte les variations d'inertie.

### Pour l'étude statique



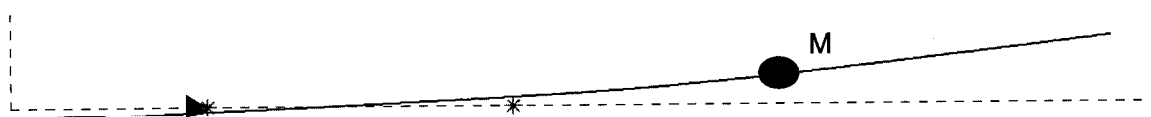
Etude statique, Poutre sur deux appuis : Chargement 1000N,  
raideur tangente radiale des roulement  $K_2 = K_3$



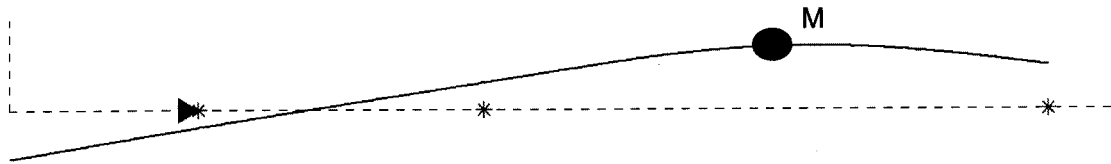
Etude statique, Poutre sur trois appuis : Charg 1000N,  
raideur tangente radiale des roulements  $K_2 = K_3$  et  $K_5$

Le gain sur la flèche est de 30%, il y a une influence du troisième roulement, mais ce n'est pas le paramètre sur lequel on joue si on veut optimiser la rigidité radiale au droit de la meule.

### Pour l'étude dynamique



Etude dynamique, premier mode propre en flexion, poutre sur deux appuis :  
Rotor masse  $M$ , raideur tangente radiale des roulements  $K_2 = K_3$ , fréquence 460 Hz



Etude dynamique, premier mode propre en flexion, poutre sur trois appuis :  
Rotor masse  $M$ , raideur tangente radiale des roulements  $K_2 = K_3$  et  $K_5$ , fréquence 1030 Hz

A l'inverse, on double la première fréquence propre en flexion. Bien entendu ces résultats ne sont que des ordres de grandeurs qui doivent être affinés par des codes de calculs éléments finis lors de la phase vérification optimisation du comportement de la broche.

### ☞ Q27 Modèle de comportement du roulement

*Le modèle mis en place dans la question 2.1 est-il toujours acceptable ? Justifier, application numérique à l'appui.*

Pour mettre en place le modèle de la question 2.1, l'hypothèse de base posée est que les effets d'inertie sont négligeables. Quand la vitesse de rotation passe de 7500 tr/min à 15000 tr/min cette hypothèse est à revoir. Parmi les autres phénomènes mis en jeu, on pourrait aussi citer la déformation des bagues, la dissipation thermique, la lubrification, etc...

$$V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3, M = \rho \cdot V, F_i = M \cdot R_{\text{moy}} \cdot \omega^2$$

AN :  $R = 4.7625 \text{ mm}$ ,  $V = 452 \text{ mm}^3$ ,  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ ,  $M = 3.52 \text{ g}$ ,  $N = 15000 \text{ tr/mn}$ ,  
 $R_{\text{moy}} = 51.25 \text{ mm}$ ,  $F_i = 446 \text{ N}$  soit 10 fois la charge transmise par une bille pour la précontrainte de 600N.

La prise en compte des effets d'inertie conduit à une autre théorie que celle développée dans la première partie. Le bilan des actions mécaniques sur une bille fait apparaître un effort de la bague intérieure  $Q_i$  et un angle de contact  $\alpha_i$ , un effort de la bague extérieure  $Q_e$  et un angle de contact  $\alpha_e$  et les effets d'inertie  $F_i$ .

### ☞ Q2.8 Mise en place de la précontrainte sur la nouvelle broche

*Le choix de l'électrobroche s'est porté sur un moteur synchrone. Justifier le choix de ce type de motorisation par rapport à d'autres (asynchrone, ...).*

Cette technologie d'électrobroche choisie par le constructeur de la machine est une technologie dite à « rotor froid », un moteur synchrone comporte des aimants permanents sur le rotor et des bobinages au stator. L'absence de bobinage au rotor entraîne l'absence de perte joule au niveau de rotor. La température de celui-ci est donc mieux maîtrisée. Pour les pertes joules au niveau du stator, elles sont évacuées par le refroidissement de la carcasse du moteur grâce au système de refroidissement représenté sur le plan. La maîtrise thermique de la broche est indispensable à la maîtrise des dilatations longitudinales.

*Justifier, application numérique à l'appui, pourquoi le système de mise en place de la précontrainte de la question 2.4 n'est plus adapté à cette nouvelle broche.*

Sur le plan les entretoises 33 et 16 ont une longueur de 100mm.

Si il existe une différence de température de 5 degrés entre l'entretoise extérieure et l'entretoise intérieure, celles-ci subiront une dilatation différentielle de  $\delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta t$ .

AN :  $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ m/m/}^\circ$ ,  $L = 100 \text{ mm}$ ,  $\Delta t = 5^\circ$  soit  $\delta L = 6 \text{ } \mu\text{m}$  soit l'ordre de grandeur de la précharge. Il faut donc trouver un système de précharge moins sensible aux variations de température.

### ☞ Q2.9 **Modèle de comportement du troisième roulement**

*Proposer une solution constructive permettant d'annuler le jeu du roulement C de la broche porte meule.*

La modélisation cinématique du roulement de queue pour la broche porte pièce est une liaison linéaire annulaire, avec du jeu radial. Ce jeu radial n'est bien entendu pas acceptable pour une broche tournant à 15000 tr/min.

Par rapport à la solution broche 7500 tr/min, on conserve :

- la possibilité de dilatation axiale du roulement de queue de la broche ;
- le système de précontrainte par ressort 45 ;
- le boîtier de roulement extérieur.

On intercale entre le boîtier de roulement extérieur et le bâti, une douille à billes précontrainte radialement. Voir solution industrielle sur le document réponse DR2.

### ☞ Q2.10 & 2.11 **Conception de la nouvelle broche**

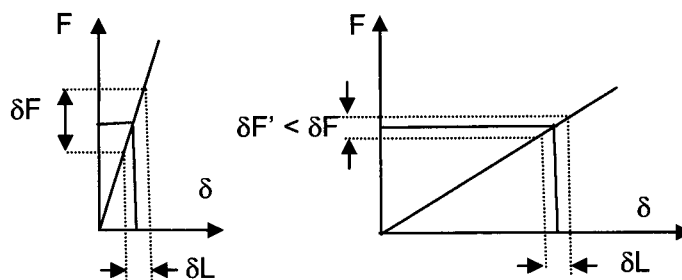
Sur le document DR2 proposer :

*un nouveau système de mise en place de la précontrainte (question 2.8).*

*une solution constructive pour l'implantation du roulement de queue C, sans jeu radial (question 2.9).*

*Un système de lubrification (question 2.10).*

Dans la broche 7500 tr/min, il existe deux entretoises entre les roulements montés en O. Une entretoise peut être modélisée par un ressort très raide (à peu près 10000 N/ $\mu\text{m}$ ). La moindre variation différentielle de longueur entre ces entretoises entraîne une variation de la précharge incompatible avec le bon fonctionnement de la broche. Même si la précontrainte est calculée pour le régime thermique nominal de fonctionnement, la moindre variation de



Solution entretoise

Solution ressorts

température d'une des bagues se traduira par une variation forte de la précharge.

L'idée la plus simple est de remplacer ces entretoises par des ressorts plus souples qui assureront la même précontrainte axiale mais seront moins sensibles aux variations de longueur entre les bagues des roulements.

La solution proposée détaillée sur le document réponse DR2 comprend :

Un boîtier (13) pour les roulements  $B_1$  et  $B_2$ , ce boîtier est arrêté en rotation par la goupille (2), il est libre axialement. Des ressorts (1) assurent la précontrainte du montage de roulements, comme pour le montage du roulement de queue en boîtier sur le document 2-3. Cette solution est envisageable car les efforts axiaux en phase de rectification sont faibles.

La lubrification ne pose pas de problème particulier, il fallait injecter le brouillard d'huile dans le sens du cône vers le centre de poussé des roulements pour favoriser l'effet de pompage de l'huile sous l'effet des forces centrifuges. On peut facilement intégrer cette fonction sur les différentes entretoises du système (3), les pièces (7), (8) et (9) assurent la fonction étanchéité dynamique sans contact.

Pour le roulement de queue C, il est monté en boîtier (10), une douille à billes (11), montée serrée radialement permet la libre dilatation du roulement de queue. Des ressorts (12) assurent la précharge de ce roulement afin de garantir sa durée de vie.

## Eléments de correction : partie 3

### ☞ Q3.1 Modèle d'étude.

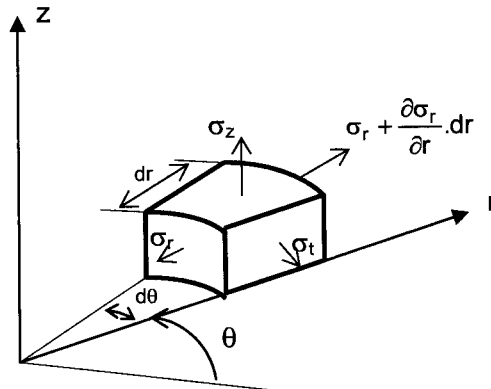
*Justifier les hypothèses et le modèle retenu pour l'étude de la meule (modèle, chargement, conditions limites, ...)*

Le modèle retenu pour la meule est le suivant :

- La meule est cylindrique, sa mise en position parfaite (appui plan, centrage court), pas de balourd. Elle est boulonnée sur un diamètre moyen 175 mm (2 séries de boulons : 4 vis en  $d = 155$  mm et 8 vis en  $d = 195$  mm). On remplace cette distribution discrète par une distribution continue en  $r = (195 + 155)/2$ .
- La meule est soumise à des forces volumiques d'inertie importantes dues à la rotation de 15 000 tr/min et à une masse volumique élevée de l'acier.
- Les efforts d'usinage sont négligés en rectification (ordre de grandeur  $\approx 200-400$  N), ainsi que les effets thermiques (le système de lubrification de la meule permet de maintenir sa température constante sauf au point d'étincelle).
- Le solide considéré est de révolution. Il en va de même du chargement et des conditions aux limites. On se ramène donc à un modèle axisymétrique dans laquelle la base cylindrique est principale.

Soit  $z$  l'axe de révolution.

Un point du solide est repéré par ses coordonnées cylindriques  $(r, \theta, z)$



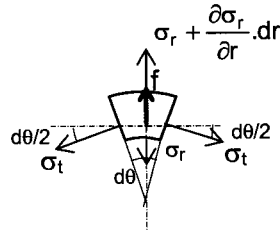
La meule est suffisamment mince pour que les contraintes soient supposées constantes dans toute l'épaisseur. De plus, si on fait abstraction du serrage des vis, aucune action suivant  $z$  ne génère de contraintes dans cette direction. La contrainte normale  $\sigma_z$  est nulle sur les deux faces et peut donc être considérée nulle sur toute l'épaisseur (modèle en contraintes planes).

Par symétrie de révolution autour de  $z$ , la contrainte selon la direction tangentielle  $\sigma_t$  ne dépend que de  $r$ .

On ne conserve donc que deux contraintes normales  $\sigma_r$  et  $\sigma_t$ .

### Equations d'équilibre :

La meule est soumise à des contraintes d'inertie  $f$  : force d'inertie =  $\rho.\omega^2.r$

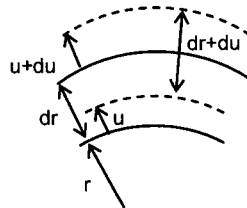


$$2.\sigma_t.\sin\frac{d\theta}{2}.dr = \left(\sigma_r + \frac{\partial\sigma_r}{\partial r}.dr\right).(r+dr).d\theta - \sigma_r.r.d\theta + f.r.dr.d\theta$$

$$\sigma_t.dr.d\theta = \sigma_r.dr.d\theta + \frac{\partial\sigma_r}{\partial r}.dr.(r+dr).d\theta + f.r.dr.d\theta \quad (1)$$

Soit :  $\frac{\sigma_t - \sigma_r}{r} = \frac{\partial\sigma_r}{\partial r} + f$

### Relation déplacement déformation



$u$ , déplacement au rayon  $r$ ,  $u+du$ , déplacement au rayon  $r+dr$

la déformation radiale est :  $\varepsilon_r = \frac{du + dr - dr}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (2)$

Le cercle de rayon  $r$  avant déformation aura pour longueur  $2\pi.r$ . Après déformation, il aura pour rayon  $r+u$  et pour longueur  $2\pi.(r+u)$  d'où

La déformation tangentielle  $\varepsilon_t = \frac{2.\pi.(r+u) - 2.\pi.r}{2.\pi.r} = \frac{u}{r} \quad (3)$

### Relation contraintes déformations :

Les déformations sont reliées aux contraintes par les lois de Hooke :

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}.\left(\sigma_r - \nu.\sigma_t\right) \quad (4)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}.\left(\sigma_t - \nu.\sigma_r\right) \quad (5)$$

Ces 5 relations permettent de déterminer le champ de déplacement du type :

$u(r) = -\frac{\rho.\omega^2}{E}.\left(1 + \nu^2\right).\frac{r^3}{8} + \frac{A.r}{2} + \frac{B}{r}$ , dont les valeurs des constantes  $A$  et  $B$  sont définies par les conditions limites.

### Conditions limites :

Les contraintes radiales sont nulles en périphérie :  $\sigma_r(a) = \sigma_r(b) = 0$

Les déplacements sont nuls sur le rayon moyen de l'assemblage boulonné :  $u(c) = 0$

Les solutions sont différentes avant et après  $r = c$ .

Cela permet de déterminer les expressions des contraintes radiales et circonférencielles fournies en annexe.



### Q 3.2 Vitesse d'éclatement de la meule.

Déterminer la vitesse de plastification d'une meule, corps en acier de limite élastique  $R_e = 350 \text{ MPa}$ , de masse volumique  $\rho = 7\,800 \text{ kg/m}^3$  et un coefficient de sécurité de 1,75.  
Conclusion.

$\sigma_t(a) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{(v^2 - 1) \cdot (a^2 - c^2)^2}{c^2 \cdot (v - 1) - a^2 \cdot (v + 1)}$	$\sigma_t = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{(v^2 - 1) \cdot (b^2 - c^2)^2}{c^2 \cdot (v - 1) - b^2 \cdot (v + 1)}$
$\sigma_t(c-) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot v \cdot K -$	$\sigma_t(c+) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot v \cdot K +$
$\sigma_r(c-) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K -$	$\sigma_r(c+) = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K +$

$$a = 47,5 \text{ mm} \quad b = 200 \text{ mm} \quad c = 87,5 \text{ mm}$$

Par simple application numérique, on détermine les contraintes normales radiales et circonférencielles :

$$K- = -a^2 \cdot \frac{a^2 \cdot (v+3) - c^2 \cdot (v+1)}{c^2 \cdot (v-1) - a^2 \cdot (v+1)} - c^2 = -8\,338 \text{ mm}^2$$

$$K+ = -b^2 \cdot \frac{b^2 \cdot (v+3) - c^2 \cdot (v+1)}{c^2 \cdot (v-1) - b^2 \cdot (v+1)} - c^2 = 77\,454 \text{ mm}^2$$

La zone de contraintes maximales se situe sur le cercle moyen de boulons.

Critère de Tresca :  $\max(\sigma_r, \sigma_t) < \frac{R_e}{s}$

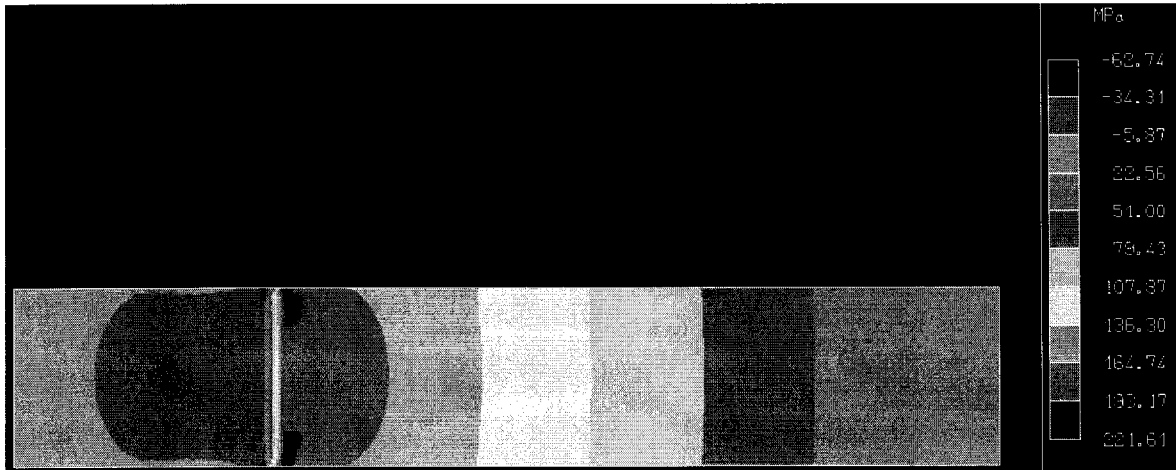
Soit  $\sigma_r(c+) < \frac{R_e}{s}$

$$\omega < 2 \cdot \sqrt{\frac{R_e}{\rho \cdot s \cdot K_+}}$$

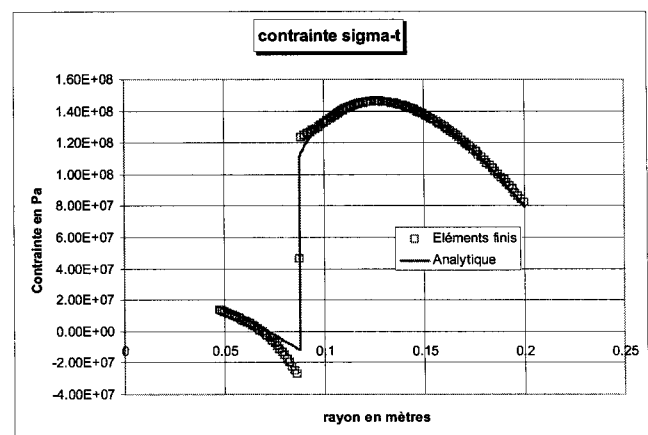
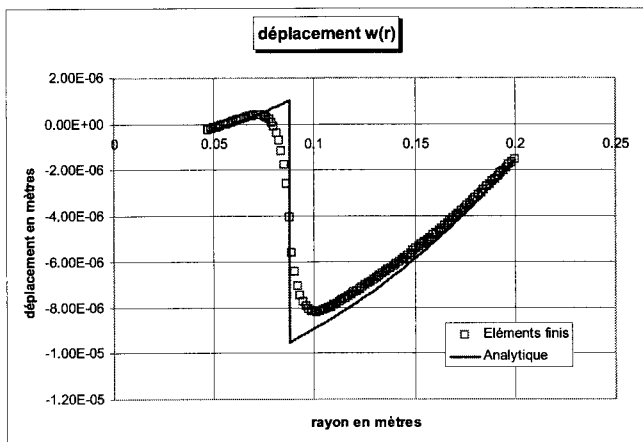
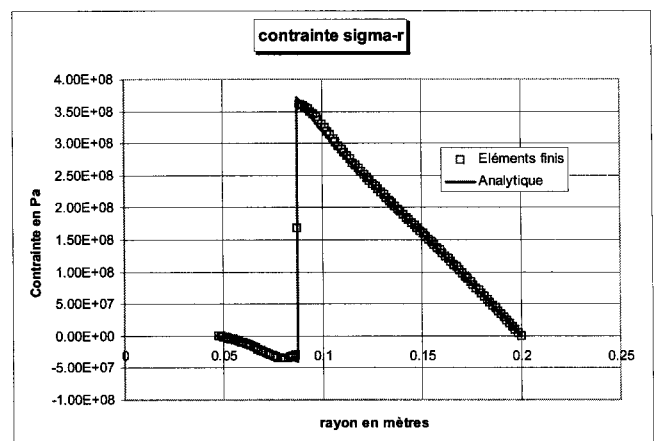
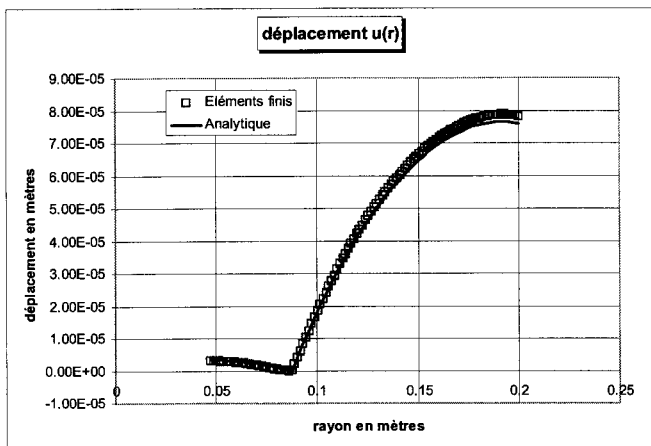
La vitesse de plastification de la meule selon le critère de Tresca est de 11 000 tr/min, inférieure à la vitesse maximale de 15 000 tr/min

Une modélisation plus fine par éléments finis nous donne la répartition de contrainte radiale ci-dessous pour une vitesse de rotation de 11 000 tr/min :





a titre d'illustration la comparaison entre les résultats analytiques et un calcul éléments finis.



### Q3.3 Choix d'un critère de sélection.

Déterminer l'indice de performances du matériau (Un indice de performance est une combinaison de propriétés qui caractérise la performance du matériau pour une application donnée M. F. ASHBY).

A l'aide du diagramme fourni sur le document DR3, proposer un choix de famille de matériaux pour l'âme de la meule.

$$\sigma_r(c+) < \frac{Re}{s} \text{ soit } \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot K_+ < \frac{Re}{s}$$

L'indice de performance à retenir est donc :  $\boxed{\frac{1}{4} \cdot s \cdot \omega^2 \cdot K_+ < \frac{Re}{\rho}}$

$$\omega = 15\,000 \text{ tr/min}$$

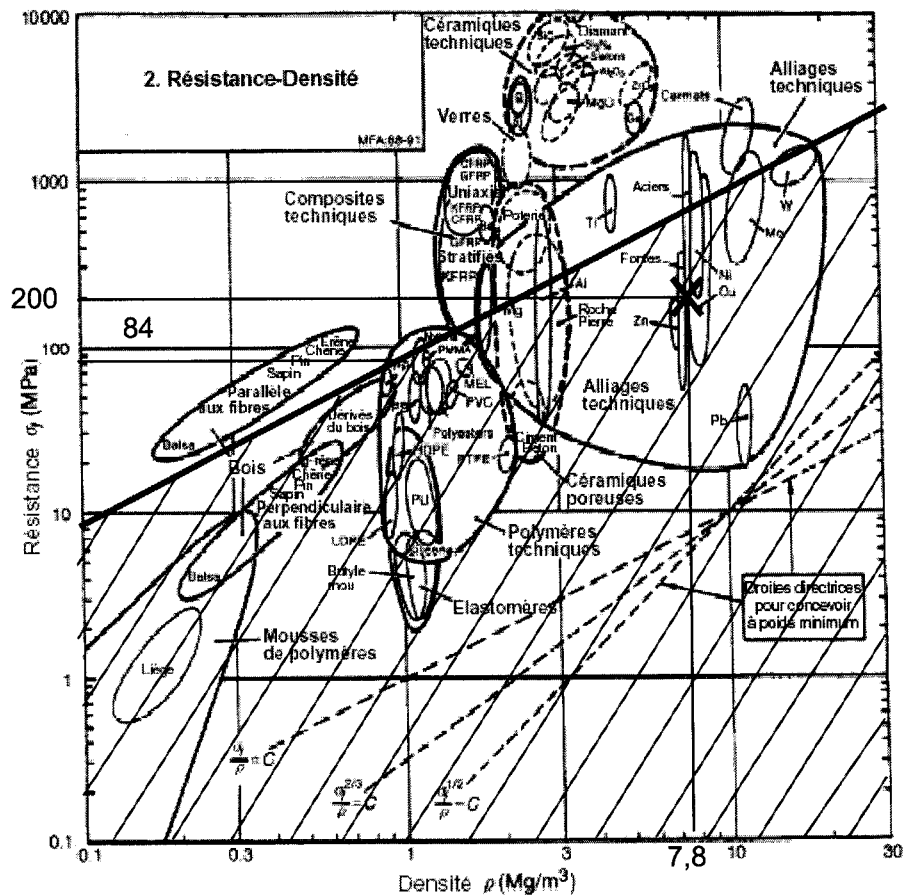
$$s = 1,75$$

$$K_+ = 77\,454 \text{ mm}^2$$

$$83\,610 < \frac{Re}{\rho} \quad \text{unités } Re : \text{Pa et } \rho : \text{Kg/m}^3$$

$$\boxed{83,6 < \frac{Re}{\rho}} \quad \text{unités } Re : \text{MPa et } \rho : \text{Mg/m}^3$$

A noter que les céramiques techniques ne peuvent pas être retenues, leur résistance en traction étant bien inférieure à leur résistance en compression retenue dans ce diagramme. On peut utiliser les composites techniques qui sont dans le domaine exploitable.



### Q3.4 Déplacement radial.

Déterminer le déplacement radial en périphérie de meule pour une meule en acier à vitesse de rotation maximale (15000 tr/min).

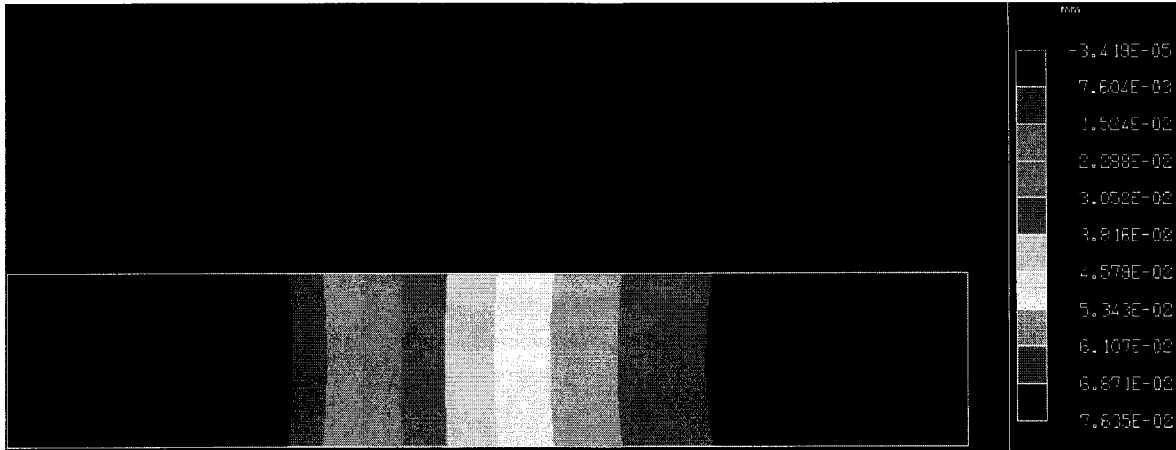
Le déplacement radial en périphérie de meule est :  $u(b) = -\frac{1-\nu^2}{4.E} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot X$

Avec  $X = b \cdot \frac{(c^2 - b^2)^2}{c^2 \cdot (v - 1) - b^2 \cdot (v + 1)} = -3,65 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$

$\rho = 7\,800 \text{ kg/m}^3$

Soit  $u = 8 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 80 \text{ } \mu\text{m}$

On obtient par calcul par éléments finis la répartition des déplacements suivante pour une vitesse de rotation de 15 000 tr/min :



### Q 3.5 Choix d'un critère de sélection.

Déterminer l'indice de performances du matériau permettant de limiter le déplacement en périphérie de meule par les effets d'inertie (déplacement radial de 25 microns pour une vitesse maximale de 15 000 tr/min).

On souhaite limiter le déplacement radial à  $u_m = 25 \text{ microns}$  soit  $\frac{\rho}{E} < -\frac{4 \cdot u_m}{(1 - v^2) \cdot \omega^2 \cdot X}$ .

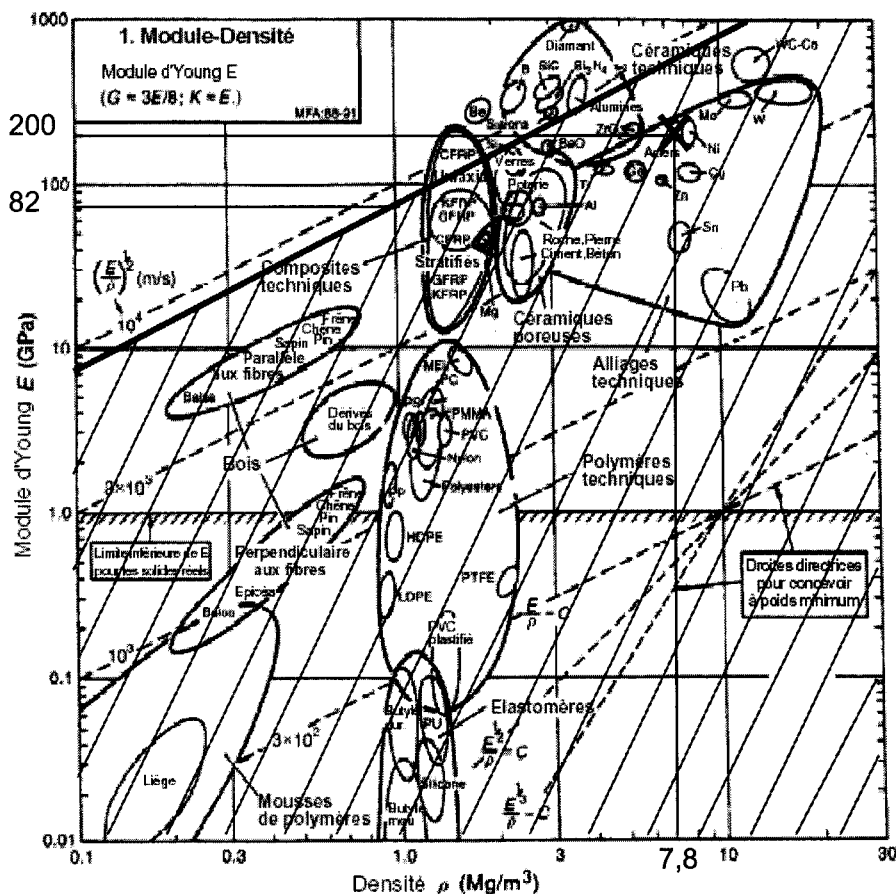
En faisant l'hypothèse que  $v$  est constant égal à 0,3, on obtient :

$\frac{E}{\rho} > 8,2 \cdot 10^7$  unités :  $\rho$  en  $\text{kg/m}^3$  et  $E$  en Pa

$\frac{E}{\rho} > 82$  unités :  $\rho$  en  $\text{Mg/m}^3$  et  $E$  en GPa

Seules certains matériaux composites techniques remplissent ces conditions de déplacement maximal en périphérie de meule :

On retiendra les CFRP (Carbon Fiber Reinforced Polymer), avec une orientation des fibres dans la direction tangentielle)



 **Q 3.6 Gauchissement de la meule.**

*Proposer une modélisation type éléments finis (conditions aux limites, type d'élément, chargement, etc) permettant de mettre évidence le gauchissement de la meule.*

Quelles sont les conséquences sur la qualité de la pièce après rectification ? Quelles sont les conséquences au niveau du choix du procédé de serrage de la meule ?

- déplacement nul sur les alésages boulonnés,
- chargement de type force centrifuge

## Choix du modèle

- milieu continu élastique linéaire tridimensionnel ;
- petites perturbations ;
- pas de prise en compte des problèmes de contact ;
- maillage du support par des éléments tétraèdres à 10 nœuds.

## Simplification de la géométrie

- suppression des filets du taraudage recevant les vis d'assemblage
- prise en compte de la symétrie pour étudier 1/8 du disque.

## Densité du maillage

Les tétraèdres à 10 nœuds sont des éléments volumiques à trois degrés de liberté par nœud, ces éléments sont de degré 2.

Le champ de déplacement dans un élément de degré 2 est établi à partir de fonctions d'interpolation quadratiques, le champ de déformation donc de contrainte dans l'élément est

de ce fait linéaire et assure une bonne représentation dans les zones à fort gradient de contrainte. Il est recommandé, afin de garantir la précision, de mailler la structure de manière à avoir une densité d'éléments suffisante dans ces zones.

Le déplacement sur la périphérie varie entre 55 et 69  $\mu\text{m}$  sur la périphérie. Les déformations obtenues sont non axisymétriques (position des boulons d'assemblage).

Pas de conséquence en rectification si la meule est équilibrée dynamiquement, ce qui est le cas, la meule est diamantée régulièrement. Le diamantage et la rectification s'effectuent à même vitesse de rotation. Au repos, la meule présentera donc un défaut de circularité de l'ordre de 15  $\mu\text{m}$ .

Pour limiter ces effets, il faut choisir un procédé de serrage-axisymétrique pour conserver l'équilibrage initial de la meule qui est G2.5.

### ☞ Q 3.7 Etude des déformations par frettage

Pourquoi peut-on conclure que :  $\frac{\delta}{r_2} \approx \varepsilon_{te} - \varepsilon_{ti}$

Le serrage de l'assemblage est défini par :  $\delta = \delta_i + \delta_e > 0$

$r_2$  = rayon de base de l'assemblage

$r'_2$  = rayon commun après assemblage après déformation

Les déformations tangentielles sont :

Sur le rayon intérieur  $\varepsilon_{ti} = \frac{2.\pi.r'_2 - 2.\pi.(r_2 + \delta_i)}{2.\pi.(r_2 + \delta_i)} = \frac{r'_2}{(r_2 + \delta_i)} - 1$

Sur le rayon extérieur  $\varepsilon_{te} = \frac{2.\pi.r'_2 - 2.\pi.(r_2 - \delta_e)}{2.\pi.(r_2 - \delta_e)} = \frac{r'_2}{(r_2 - \delta_e)} - 1$

D'où :  $\varepsilon_{te} - \varepsilon_{ti} = r'_2 \cdot \left( \frac{1}{r_2 - \delta_e} - \frac{1}{r_2 + \delta_i} \right) = r'_2 \cdot \left( \frac{\delta_e + \delta_i}{(r_2 - \delta_e)(r_2 + \delta_i)} \right) = \frac{\delta}{r_2}$

### ☞ Q3.8 Choix de l'ajustement

Définir les critères de choix du serrage  $\delta$  mini et maxi.

Faire l'application numérique (on prendra  $p_{mini} = 0$ ).

Proposer un ajustement pour cette liaison à partir du document 3-4

Serrage maxi : imposé par la limite élastique du matériau

Serrage mini : l'assemblage doit rester serré malgré les effets centrifuges

$$\varepsilon_{ti}(r_2) = -\frac{p}{E} \cdot \left[ \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu \right] \quad \varepsilon_{te}(r_2) = -\frac{p}{E} \cdot \left[ \frac{r_2^2 + r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} - \nu \right]$$

$$\frac{\delta}{r_2} = \frac{p}{E} \cdot \left[ \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_2^2 + r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} \right] = K \cdot \frac{p}{E} \quad \text{avec } K = 5,5$$

La contrainte équivalente de Von Mises est :  $\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2}$

Le tenseur des contraintes est :

$$\begin{bmatrix} \sigma_r & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\text{Soit } \sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t}$$

### Calcul du serrage maxi :

Dans ce cas, on ne prend en compte que les contraintes de fretage, les effets centrifuges vont « alléger » la pression de contact en phase de rectification.

Sur l'arbre :

$$\sigma_n(r_2) = -p$$

$$\sigma_{ti}(r_2) = -p \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

avec  $r_2 = 35 \text{ mm}$  et  $r_1 = 21 \text{ mm}$

$$\sigma_e = 1,84 \cdot p < \frac{Re}{s}$$

(s : coefficient de sécurité = 1,25 pour le fretage NF E22-621)

$$p < \frac{Re}{1,84 \cdot s}$$

Sur le porte-meule :

$$\sigma_{re}(r_2) = -p$$

$$\sigma_{te}(r_2) = -p \cdot \frac{r_2^2 + r_3^2}{r_2^2 - r_3^2}$$

avec  $r_2 = 35 \text{ mm}$  et  $r_3 = 47,5 \text{ mm}$

$$\sigma_e = 3,97 \cdot p < \frac{Re}{s}$$

$$p < \frac{Re}{3,97 \cdot s}$$

$$\delta = K \cdot \frac{p}{E} \cdot r_2 < K \cdot r_2 \cdot \frac{Re}{3,97 \cdot E \cdot s}$$

$$Re = 350 \text{ MPa} \quad E = 220\,000 \text{ MPa} \quad K = 5,5$$

$$\delta_{\max} = 67 \text{ } \mu\text{m}$$

### Calcul du serrage mini :

Les déformations par effet couplé du fretage et des effets d'inertie sont :

Au repos,  $\frac{\delta_{\min}}{r_2} = \epsilon_{te \text{ fret}} - \epsilon_{ti \text{ fret}} = K \cdot \frac{p}{E}$

Cette pression sera annulée lorsque les déformations dues aux forces centrifuges engendrent un déplacement relatif égal à  $\delta_{\min}$ .

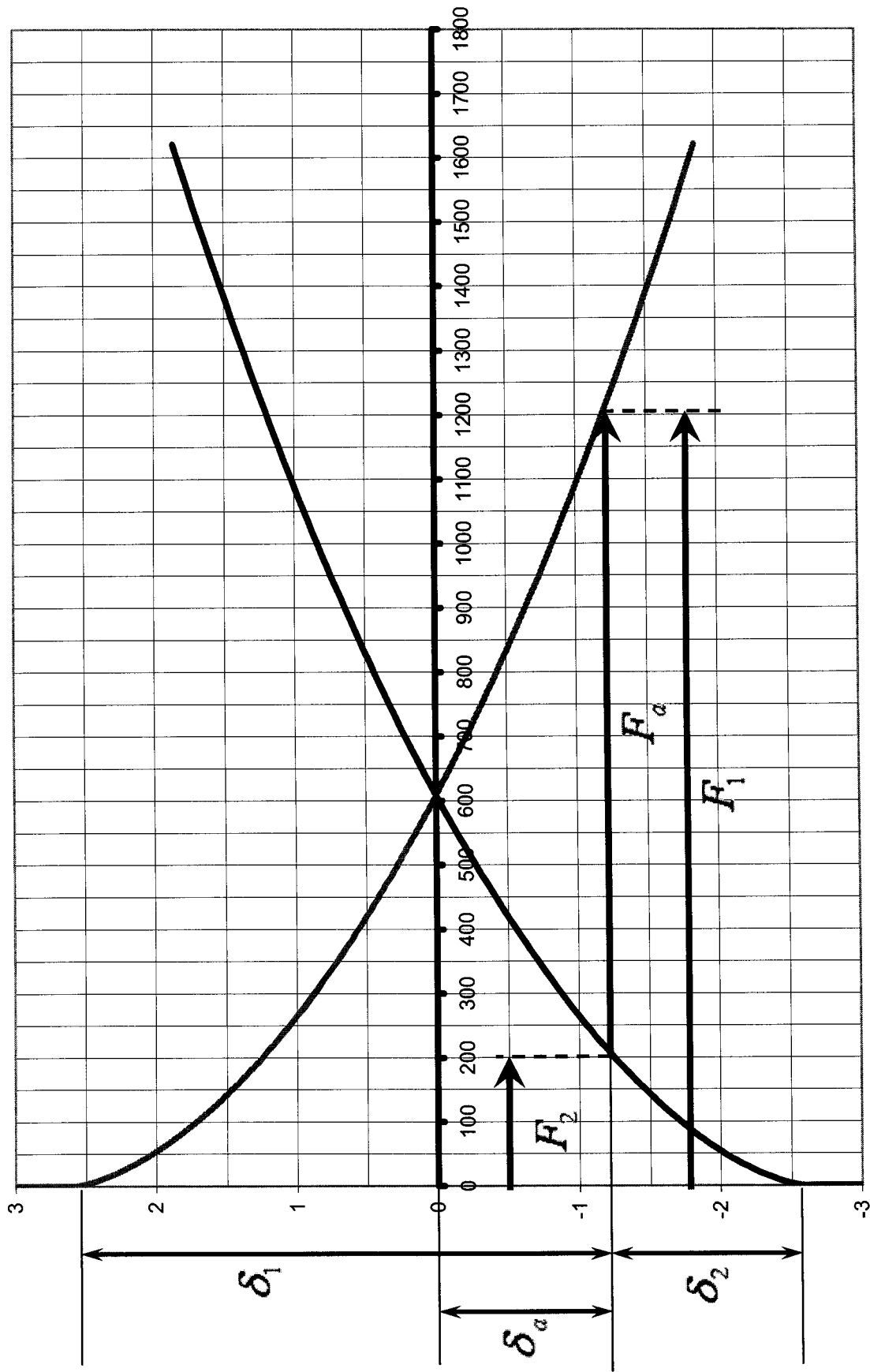
$$\text{Soit } \delta_{\min} = r_2 \cdot (\epsilon_{te \text{ cent}} - \epsilon_{ti \text{ cent}})$$

$$\text{D'où } \delta_{\min} > \frac{3+\nu}{4E} \rho \omega^2 \cdot r_2 \cdot (r_3^2 - r_1^2) \text{ soit } \delta_{\min} = 5 \text{ } \mu\text{m}$$

**Conclusion :** 5 microns <  $\delta$  < 67 microns

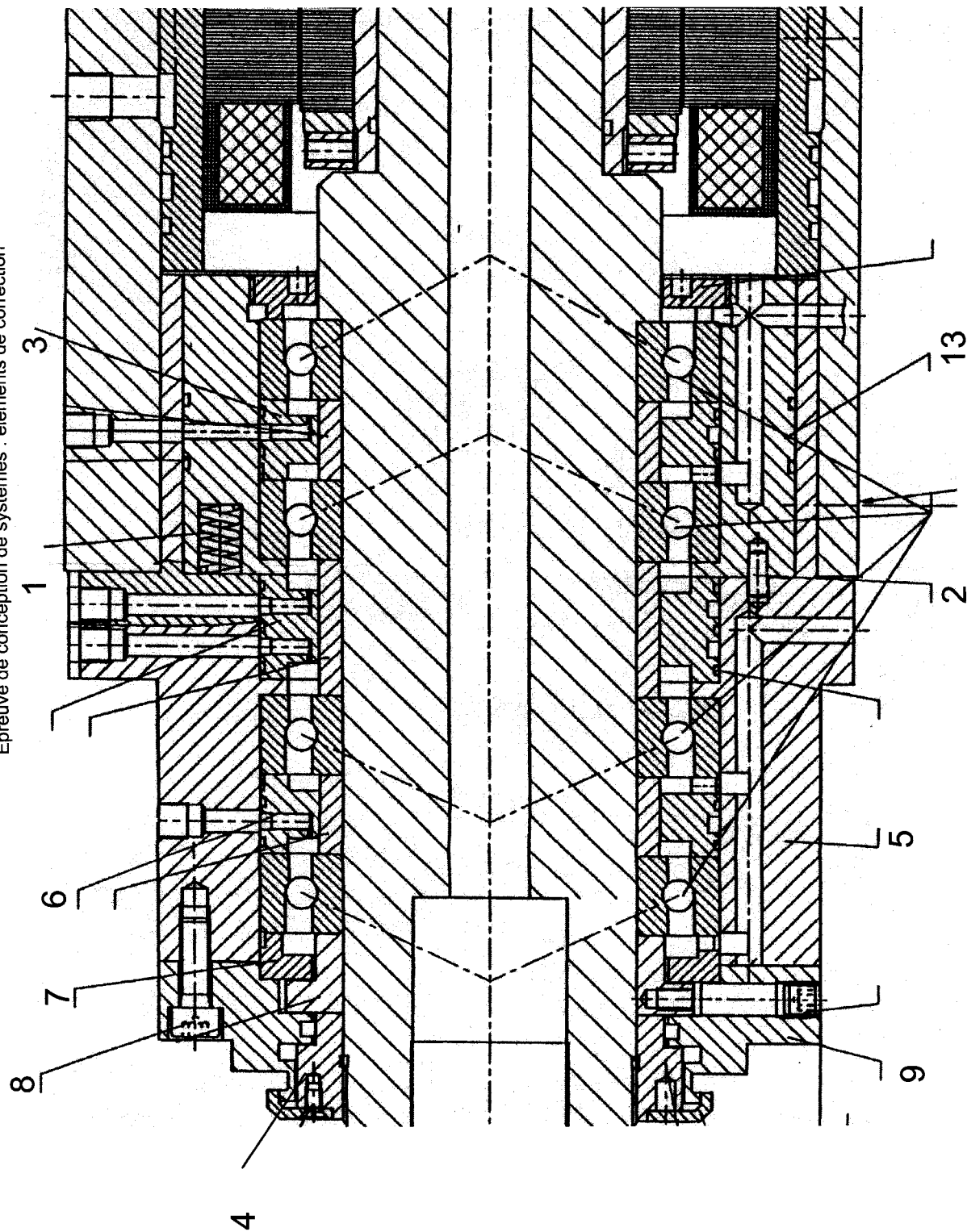
## Epreuve de conception de systèmes : éléments de correction

On pourra choisir en première approximation un ajustement H7r6. Ce modèle est simplifié puisqu'il ne prend pas en compte les éventuels effets liés à la géométrie réelle du porte – meule.

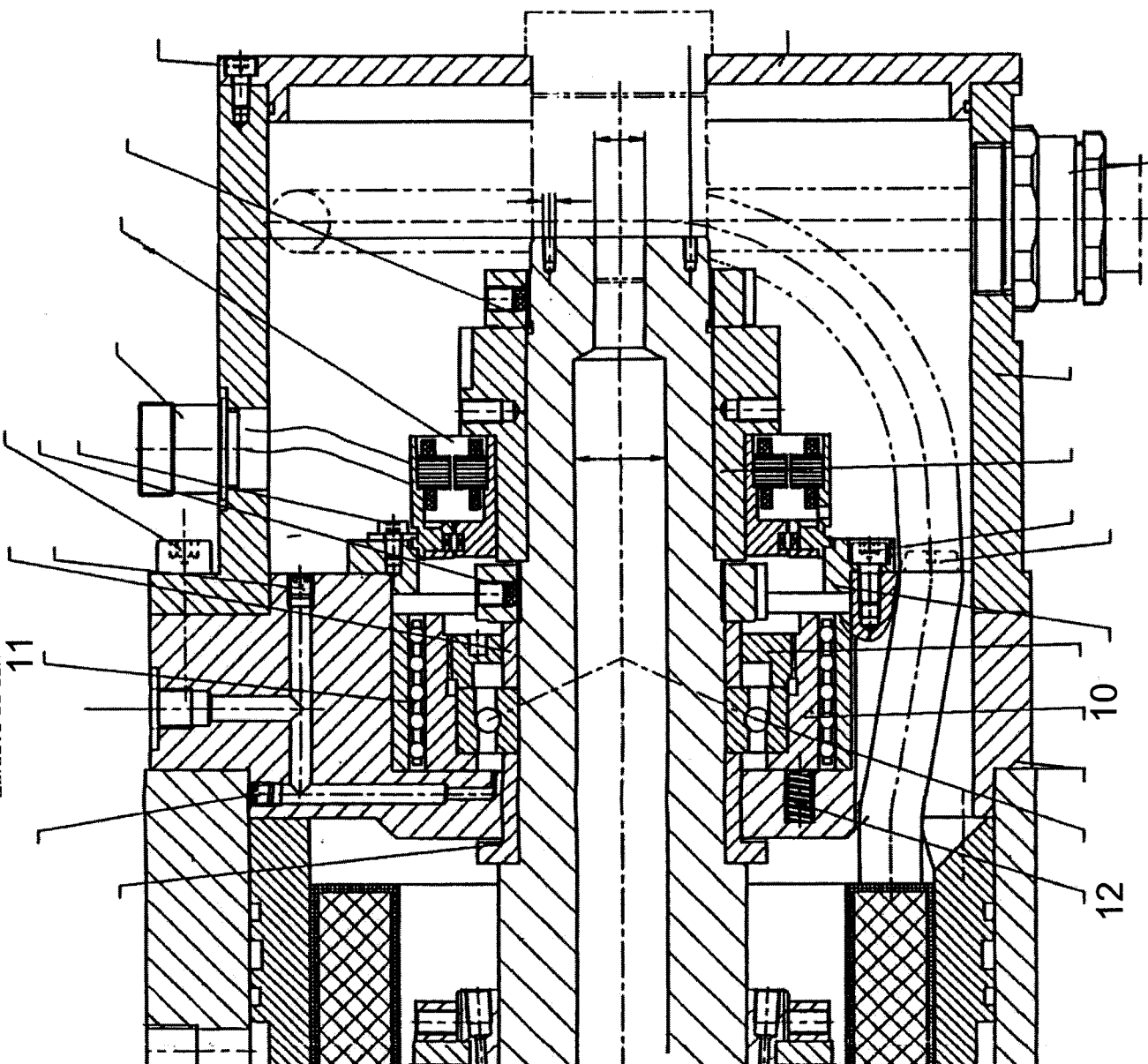




Epreuve de conception de systèmes : éléments de correction



Enreuve de conception de svstèmes : éléments de correction



## Commentaires des correcteurs de l'épreuve « Conception des systèmes »

Les auteurs du sujet remercient la sociétés **GIUSTINA – GENDRON** pour son accueil chaleureux et les précieux renseignements qu'elle a bien voulu leur communiquer, les sociétés **FAG Europe** et **PARVEX** pour les données techniques et les simulations fournies.

Le sujet de cette épreuve s'intéressait à une machine de rectification grande vitesse de pièces de révolution.

Les éléments de correction proposés sont volontairement détaillés, ce qui n'était pas demandé aux candidats dans une épreuve en temps limité.

L'ensemble du sujet se voulait ouvert, il comportait plusieurs entrées pour le rendre plus accessible. Les trois parties étaient indépendantes et comprenaient des sous parties elles-mêmes indépendantes. Les questions étaient : soit ouvertes (plusieurs réponses possibles où des compétences méthodologiques ou de raisonnement étaient validées), soit fermées (une seule réponse qui validait des connaissances scientifiques ou technologiques).

La première partie concernait la compréhension et la justification de l'architecture de la machine. Cette partie obligeait le candidat à synthétiser les différents documents fournis (cahier des charges, analyse fonctionnelle, nomenclature, dessin d'ensemble).

Les questions 1.1, 1.2 et 1.3 ont été traitées par la plupart des candidats et n'ont pas posé de problème particulier, sauf au niveau du schéma cinématique qui était pourtant élémentaire. Il est surprenant que de trop nombreux schémas cinématiques sont faux et ne respectent pas la normalisation en vigueur. Pour la question 1.2 peu de candidats ont commenté la conception générale de l'axe.

La question 1.4 servait à justifier un critère constructeur pour le choix de la motorisation. Elle a été abordée par 60 % des candidats, peu sont arrivés à une démonstration correcte. Cette question étant isolée, il suffisait de prendre comme critère : un rapport de l'inertie de la charge (ramenée sur l'arbre moteur) sur l'inertie du moteur proche de un pour continuer la suite du sujet. Il n'y a pas eu de problème particulier pour le calcul de l'inertie équivalente.

Question 1.5 pas de difficulté, si ce n'est de nombreuses erreurs de calculs. Plusieurs approches étaient possibles, théorème de l'énergie cinétique, théorème fondamental de la dynamique ou une approche constructeur.

Question 1.6, il s'agissait de faire un bilan exhaustif des éléments dissipatifs, élastiques et des masses et de leurs donner des valeurs numériques pour pouvoir ensuite justifier un certain nombre d'hypothèses simplificatrices.

Question 1.7, il s'agissait d'une question ouverte ou 27 % des candidats ont proposé de nombreuses modélisations plus ou moins complexe et plus ou moins proche de la réalité. Les correcteurs ont tenu compte des choix de la question 1.7 pour corriger la question 1.8.

Question 1.8, à partir d'un modèle à un degré de liberté, il s'agissait d'identifier les paramètres de conception influents et de proposer une démarche d'optimisation du choix des composants. Les correcteurs ont noté la démarche proposée par le candidat, même si celui-ci n'a pas eu le

## Epreuve de conception de systèmes : commentaires

temps de chiffrer complètement ses choix. Cette question a été abordée par 25 % des candidats.

Question 1.9 abordée par 50 % des candidats, c'est une question de cours et de culture des solutions constructives, sans problème particulier.

Question 1.10 abordée par 75 % des candidats. Elle permettait de vérifier les compétences du candidat à décoder un mécanisme défini par un dessin d'ensemble et une perspective isométrique, et d'en proposer une modélisation cinématique. Peu de candidats ont fourni une explication cohérente pour le réglage en x de la contre-pointe (rotule et vis déformable)

Pour la partie 2, une erreur s'était glissée dans le document 2.3, il s'agissait bien d'un montage en « O » comme le suggérait fortement le texte du sujet, cela a été pris en compte pour les quelques candidats qui ont composé avec un montage en tandem à la question 2.5.

Il s'agissait dans un premier temps d'analyser la conception de la broche porte pièce, qui tourne à 7 500 tr/min. Une théorie de comportement des roulements était introduite (HARRIS), avec prise en compte de la variation de l'angle de contact sur charge. Pour ne pas compliquer la mise en équation, il n'a été retenu que le comportement axial de la broche, ce qui permettait aux candidats de traiter le problème au moins graphiquement. À la suite de cette étude, une conception de la broche porte meule était proposée, les candidats étaient amenés à découvrir progressivement les améliorations à apporter à la broche porte pièce, pour ensuite proposer des solutions constructives adaptées.

La question 2.1 n'a pratiquement pas été traitée, il suffisait pourtant de constater que l'on avait deux ressorts en série au niveau des contacts bague intérieure-bille et bague extérieure-bille pour en calculer la raideur équivalente.

La question 2.2, 2.3, 2.4 n'ont pas posé de problèmes particuliers, elles ont été abordées par 50 % des candidats.

La question 2.5 a été abordée par 17 % des candidats, une dizaine de candidats ont réussi à poser le système d'équation et à le résoudre au moins graphiquement.

Question 2.6 question peu abordée (10 %).

Question 2.7 peu de candidats sont revenus sur les hypothèses de la modélisation de la question 2.1, il était évident que la modification majeure de la partie 2.c venait de la vitesse de rotation de la broche d'où le passage à des roulements hybrides acier-composite et une utilisation d'une théorie plus fine prenant en compte les effets d'inertie.

La question 2.8 a été abordée par 30 % des candidats. Le phénomène de dilatation différentielle a été dans l'ensemble bien identifié et traité.

Question 2.9, abordée par 10 % des candidats. Aucune solution satisfaisante n'a été proposée. La plupart des solutions étaient basées sur un principe de pincement par cône, qui permettait effectivement de supprimer le jeu radial mais supprimait aussi la possibilité de déplacement axial du roulement de queue.

Question 2.10, abordée par 10 % des candidats, bien traitée dans l'ensemble.

## Epreuve de conception de systèmes : commentaires

Question 2.11, abordée par 45 % des candidats. Il était demandé d'intégrer les modifications suggérées par les questions 2.8, 2.9 et 2.10 dans la nouvelle broche, en essayant de conserver l'essentiel de la conception primitive. Une quinzaine de copies ont proposé des solutions intéressantes attestant d'une véritable culture des solutions constructives. Mais pour la plupart des copies corrigées, l'indigence des solutions produites est inadmissible à ce niveau, des énormités subsistent. Par ordre décroissant, on peut citer : **des contacts entre les parties fixes et les parties tournantes, des montages de roulements sans arrêt axial, des montages de roulement avec jeu ou avec anneau élastique** (dans un contexte de broche grande vitesse de machine-outil), des systèmes de lubrification des roulements à partir de l'arbre, des montages à deux roulements au lieu de quatre, des solutions de précontraintes identiques aux solutions initiales, des étanchéités avec des joints à lèvre. Ce qui est d'autant plus regrettable, c'est que certains candidats ont consacré un temps non négligeable à la définition de cette broche. En cumulant deux ou trois de ces erreurs, le temps investi ne peut plus être payant. **Rappelons qu'il s'agit d'un concours d'agrégation de mécanique destiné à recruter des enseignants de sciences de l'ingénieur dont certains seront amenés à former des techniciens, techniciens supérieurs et ingénieurs en conception des produits industriels. Cette activité est fondamentale dans la pratique pédagogique quotidienne de ces enseignants. Son efficacité repose sur une culture minimale des solutions techniques actuelles.**

La troisième partie portait sur l'étude du comportement de la meule et du porte meule, soumis aux effets centrifuges induits par une forte vitesse de rotation (15 000 tr/min).

Dans un premier temps, il s'agissait de définir des indices de performance permettant de choisir en conséquence le matériau. Dans un second temps, on souhaitait dimensionner l'ajustement de la liaison freinée entre la broche et le porte meule.

Dans la question 3.1, abordée par 65% des candidats, il s'agissait de justifier les hypothèses et la modélisation retenue qui ont permis d'aboutir aux expressions des contraintes fournies dans le sujet. Il n'était pas attendu des candidats une démonstration détaillée mais juste de proposer un modèle.

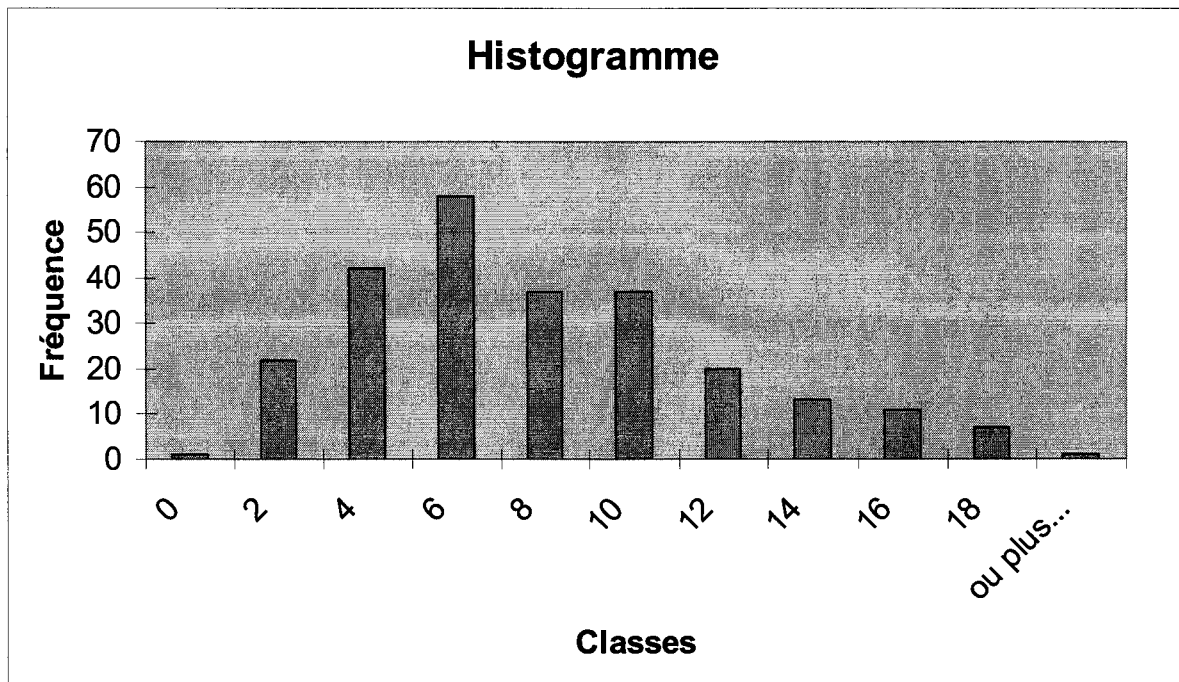
Les questions 3.2 et 3.3 permettaient de déterminer les contraintes subies par une meule en acier et de pré - sélectionner une liste de matériaux.

Une étude similaire était ensuite menée dans les questions 3.4 et 3.5 concernant le déplacement en périphérie de meule.

Cette partie, traitée par 60% des candidats n'a pas posé de difficulté particulière. A noter cependant une interversion dans les valeurs numériques des rayons et diamètres dans le sujet. La plupart des candidats ont corrigé cette erreur, pour le reste, il en a bien sûr été tenu compte lors de la correction.

La question 3.6 était une question ouverte abordée par 40% des candidats.

Les questions 3.7 et 3.8, qui concernaient la liaison freinée broche – porte meule, ont été traitées par 30% des candidats seulement, avec des réponses trop souvent évasives.



**Moyenne** = 7.14  
**Ecart Type** = 4.14  
**Note MAX** = 18.50  
**Note MIN** = 0.50