

Toute documentation permise  
Calculatrices : modèles autorisés seulement  
Durée de l'examen : 3 heures

**16-MC-A4**  
**CONCEPTION ET FABRICATION D'ÉLÉMENTS DE MACHINES**

**Problème 1 : Calcul des pièces en statique (25 points)**

Vous devez vérifier le facteur de sécurité d'une pièce cylindrique contenant un trou à travers son diamètre (voir Figure 1). La pièce est faite d'acier 1080 roulé à chaud. Son diamètre ( $D$ ) est de 40 mm et le trou a un diamètre de 4 mm ( $d$ ). Le chargement appliqué comprend un moment de flexion de **600 Nm ( $M$ )** et un moment de torsion de **400 Nm ( $T$ )**. Considérez que les chargements sont statiques et que **les déformations plastiques sont inadmissibles**.

- a) Calculez les contraintes principales à l'endroit critique;
- b) Calculez le facteur de sécurité de cet arbre en statique selon la théorie de limitation la plus précise.

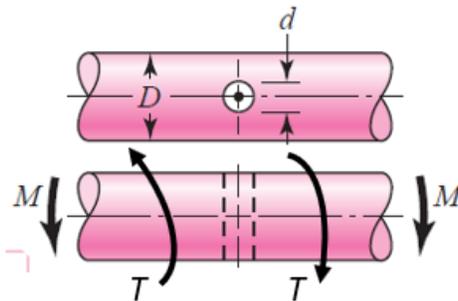


Figure 1: Pièce cylindrique contenant un trou transversal

## Problème 2 : Calcul des pièces en fatigue (20 points)

Supposons que la pièce du problème précédent doit être vérifiée pour des charges cycliques. La pièce est un arbre de transmission (donc tournant) et elle subit toujours 2 chargements : un moment de flexion (M) de 400 Nm et un moment de torsion (T) variant entre 100 et 300 Nm. Les facteurs de concentration de contrainte en fatigue sont :  $K_{f\_flexion} = 2.02$  et  $K_{f\_torsion} = 2.62$ . Considérez que le trou a un fini de surface usiné. Pour une durée de vie **infinie** et **une fiabilité de 95%**, calculez le facteur de sécurité en fatigue de cet arbre selon le critère de Goodman. Vérifiez également la possibilité d'écoulement.

## Problème 3 : Roulements à billes (10 points)

Un roulement à billes à gorge profonde est soumis aux forces radiales et aux vitesses de rotation suivantes :

- $F_r = 1.8 \text{ kN}$  @ 1725 rpm (15% du temps);
- $F_r = 3.5 \text{ kN}$  @ 700 rpm (45% du temps);
- $F_r = 6.0 \text{ kN}$  @ 300 rpm (30% du temps);
- $F_r = 8.0 \text{ kN}$  @ 220 rpm (10% du temps).

Pour une durée de vie de 10kh à 98% de fiabilité, calculez le taux de charge dynamique ( $C_{10}$ ) de ce roulement selon la norme ABMA.

## Problème 4 : Calcul des engrenages (25 points)

On vous demande de vérifier la conception existante d'une transmission par engrenages cylindriques droits, qui entraîne une machine industrielle. Le moteur électrique génère une puissance nominale de **50 kW à 1500 rpm**. Pour le 1<sup>er</sup> étage de la transmission, le pignon utilisé comporte 32 dents et il est fabriqué en acier durci au cœur (dureté de surface : 250 HB). La roue comporte 96 dents et est fabriquée en fonte grise (*cast iron*). Ces engrenages ont un module de 5 mm, une largeur de dent de 25 mm et un angle de pression de 20°. Vous retrouvez une partie des documents de conception, qui vous apprennent les informations suivantes :

- Les dents ont été taillées avec une qualité de fabrication de catégorie 9 ( $Q_v$ );
- Un facteur de service de 1,25 a été utilisé;
- Le rapport de conduite (*contact ratio*) de cette paire d'engrenages est supérieur à 1;
- La transmission a été conçue pour une durée de vie de **10<sup>8</sup> cycles** sans entretien majeur, avec une fiabilité de 90%;
- La température de cette boîte d'engrenages est susceptible d'atteindre un niveau assez élevé, donc un facteur de 1,2 a été utilisé.

Questions :

- a) Calculez la force tangentielle  $W_t$  permettant de transmettre la puissance demandée (en N ou kN);
- b) Supposons qu'une force tangentielle  $W_t = 4.0 \text{ kN}$  est appliquée à la même paire d'engrenages, dans les mêmes conditions. Calculez le **facteur de sécurité en flexion du pignon seulement**, en respectant la norme AGMA.

### Problème 5 : Freins à disques (20 points)

Vous devez concevoir un frein d'urgence pour une machine industrielle. Le système de frein à disque comporte 2 disques montés en série sur l'arbre de la machine, et chaque disque contient 2 plaquettes de frein. La Figure 2 montre la configuration schématisée de l'un des disques du système de freinage, incluant ses 2 plaquettes de frein.

Lorsque le frein est enclenché, des pistons hydrauliques de 50 mm de diamètre poussent sur les plaquettes avec une force  $F$ . La pression dans le circuit hydraulique est de 3.5 MPa. Les garnitures de freinage ont un coefficient de friction approximatif de 0.4 ( $f$ ) et la pression admissible sur les surfaces ( $p_a$ ) est de 0.5 MPa, selon le fabricant. Les plaquettes ont un angle de recouvrement  $\theta$  de  $100^\circ$  sur les disques (sur la Figure 2, il s'agit de l'angle entre  $\theta_1$  et  $\theta_2$ ).

Le frein d'urgence doit arrêter complètement la machine à partir d'une vitesse initiale de 400 rpm et ce, en 1 seconde au maximum. Cela exige donc un couple de freinage minimal de 630 Nm. Utilisez l'hypothèse d'usure uniforme des surfaces dans vos calculs.

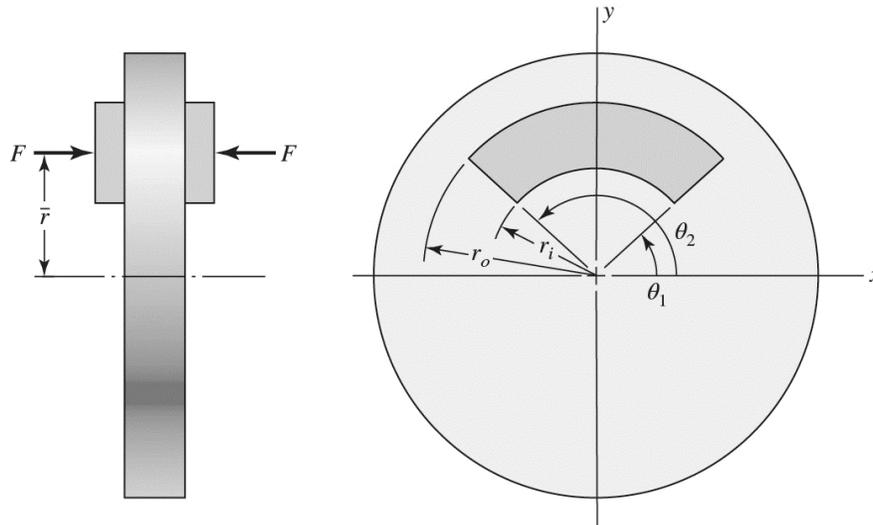


Figure 2: Schéma d'un frein à disque avec deux plaquettes de frein

- Calculez l'angle de rotation total effectué par l'arbre de la machine durant la phase de freinage (en radians), en supposant une décélération constante;
- Quelle quantité d'énergie est dissipée durant le freinage? Donnez votre réponse en Joules;
- À partir de la force générée par les pistons hydrauliques sur les plaquettes de frein, calculez les rayons interne ( $r_i$ ) et externe ( $r_o$ ) que devront avoir les plaquettes, en utilisant un ratio  $r_i/r_o$  optimal de 0.58. Arrondissez les rayons au mm près;
- À partir de votre réponse en c), calculez le couple total généré par ce frein d'urgence. Quel est le facteur de sécurité de ce frein par rapport au couple minimal requis?