



**MINISTÈRE
DE L'ÉDUCATION
NATIONALE,
DE L'ENSEIGNEMENT
SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE**

*Liberté
Égalité
Fraternité*

Concours externe BAC + 3 du CAPET

Cafep-Capet

Section : Sciences industrielles de l'ingénieur

Option : ingénierie mécanique

- 1) Exemple de sujet pour la première épreuve d'admissibilité
- 2) Attendus de l'épreuve
- 3) Extrait de l'arrêté du 17 avril 2025

Les épreuves du concours externe du Capet et Cafep-Capet BAC+ 3 sont déterminées dans [l'arrêté du 17 avril 2025 fixant les modalités d'organisation du concours externe du certificat d'aptitude au professorat de l'enseignement technique](#), publié au Journal Officiel du 19 avril 2025, qui fixe les modalités d'organisation du concours et décrit le schéma des épreuves.

1) Exemple de sujet pour la première épreuve d'admissibilité

CAPET BAC + 3 Sujet 0

Sommaire

	Page
Présentation du support d'études	3
Partie A (à traiter obligatoirement) : vérifier l'aptitude de la chaîne cinématique des lames à satisfaire une exigence du cahier des charges	4
Partie B (à traiter obligatoirement) : Vérifier la tenue mécanique du guidage du porte-lame inférieur : efforts compatibles avec les prescriptions du fournisseur	8
Partie C (à traiter obligatoirement) : Déterminer l'expression du couple moteur appliqué à l'arbre à cames	10
Partie D (choix 1 du candidat) : Identifier un procédé d'obtention et proposer une cotation GPS de l'arbre à cames	13
Partie E (choix 2 du candidat) : Vérifier la résistance mécanique de l'axe du levier inférieur sous contraintes	18

Les différentes parties de ce sujet sont totalement indépendantes les unes des autres et peuvent être traitées dans un ordre quelconque par les candidats.

Les parties A, B et C sont à traiter obligatoirement par tous les candidats, les candidats devront traiter en plus de ces trois parties obligatoires, une partie au choix parmi les deux parties suivantes proposées : partie D ou partie E.

Toutes les parties seront rédigées sur des copies séparées.

Poste de découpe pour matériaux fragiles

Le poste de découpe étudié dans ce sujet s'insère dans une unité de production (Figure 0) dont le but est de réaliser la mise en forme de pièces à partir de plaques.

Cette unité de production doit permettre de découper chacune des plaques en huit bandes puis chacune des bandes en cinq pièces (Figure 1).

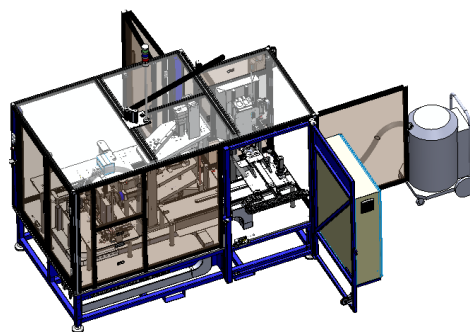


Figure 0 : Unité de production

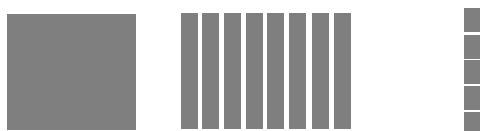


Figure 1 : Plaque → Bandes → Pièces

L'obtention des pièces finales à partir des bandes est assurée par une cisaille et s'effectue en 4 étapes (Figure 2) :

- étape 1 : positionnement d'une des bandes sous la cisaille ;
- étape 2 : fermeture des porte-lames assurée par un motoréducteur ;
- étape 3 : découpe de la bande assurée par le vérin de coupe ;
- étape 4 : ouverture des porte-lames supérieur et inférieur et évacuation de la pièce.

Ce cycle s'exécute alors quatre fois par bande à découper.

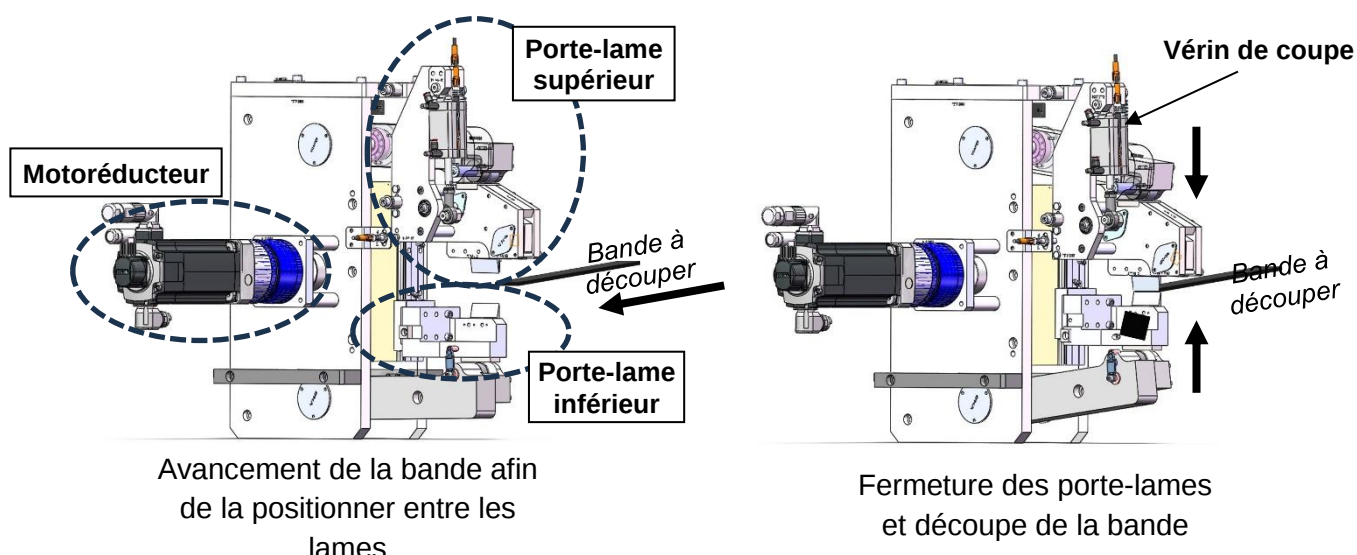
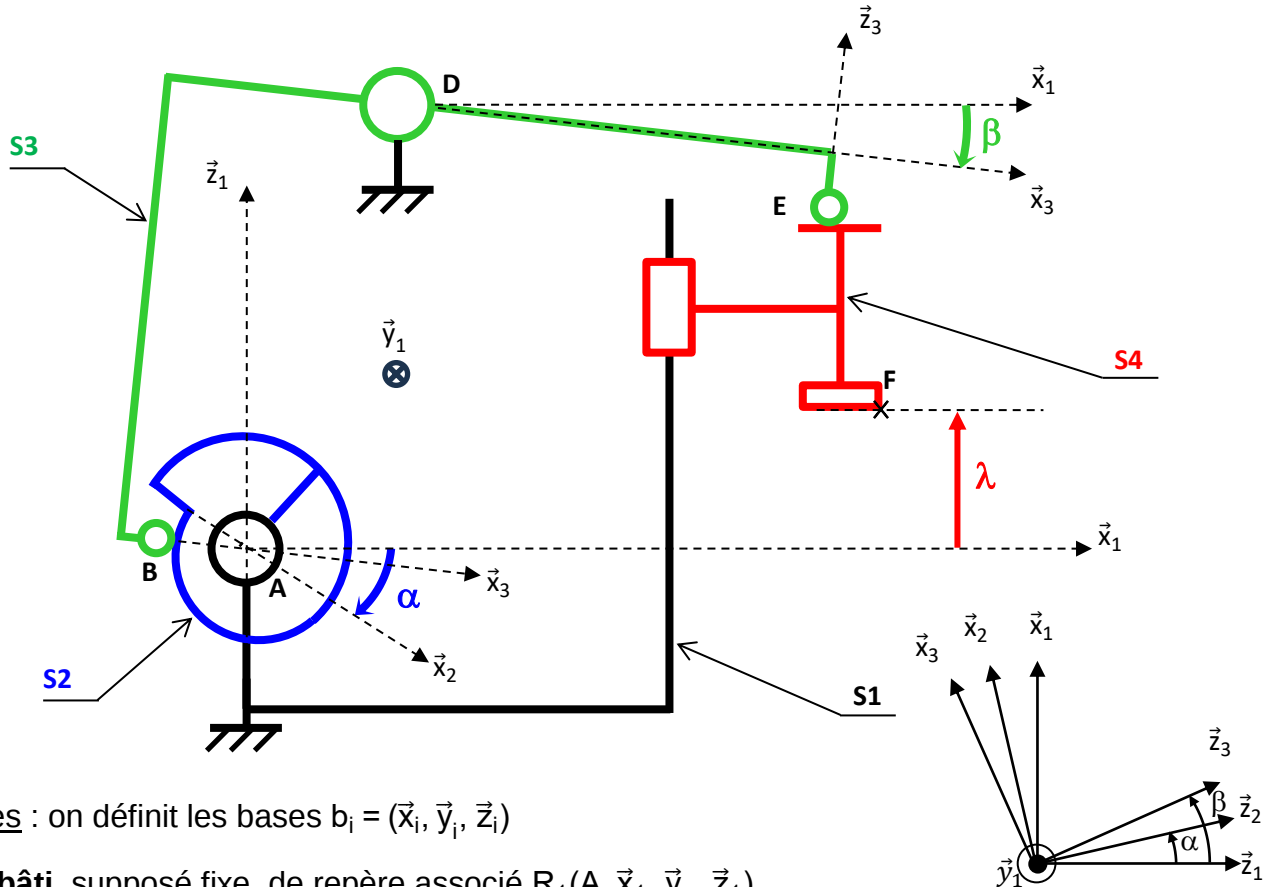


Figure 2 : Cycle de fonctionnement (étapes 1, 2, et 3)

Partie A (à traiter obligatoirement) : vérifier l'aptitude de la chaîne cinématique des lames à satisfaire une exigence du cahier des charges

Pour cette partie, on retient la modélisation cinématique ci-dessous qui représente le mécanisme de mise en mouvement de l'ensemble porte-lame supérieur.



Données : on définit les bases $b_i = (\vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$

S1 : le bâti, supposé fixe, de repère associé $R_1(A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$.

S2 : l'arbre à cames, de repère associé $R_2(A, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ en liaison pivot d'axe $(A, \vec{y}_1)$ avec le bâti tel que $\alpha(t) = (\vec{x}_1, \vec{x}_2) = (\vec{z}_1, \vec{z}_2)$.

S3 : le levier supérieur, de repère associé $R_3(D, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$ en liaison pivot d'axe $(D, \vec{y}_1)$ avec le bâti tel que $\beta(t) = (\vec{x}_1, \vec{x}_3) = (\vec{z}_1, \vec{z}_3)$.

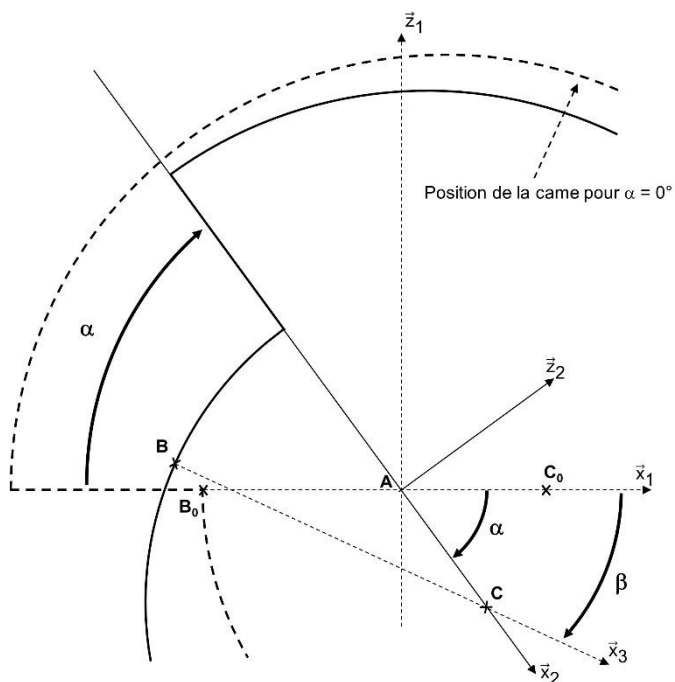
Le contact entre le levier supérieur et l'arbre à cames est modélisé par une liaison sphère plan en B de normale $\vec{x}_3$, voir détail en Figure 3 page suivante.

S4 : l'ensemble porte-lame supérieur de repère associé $R_4(F, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ en liaison glissière de direction $\vec{z}_1$ avec le bâti tel que $\lambda(t) = \overrightarrow{AF} \cdot \vec{z}_1$.

Le contact entre l'ensemble porte-lame supérieur et le levier supérieur est modélisé par une liaison sphère plan en E de normale $\vec{z}_1$.

$$\begin{aligned} \text{On pose : } \quad \overrightarrow{AD} &= L_1 \cdot \vec{x}_1 + L_2 \cdot \vec{z}_1 & \overrightarrow{AF} &= L_3 \cdot \vec{x}_1 + \lambda \cdot \vec{z}_1 & \overrightarrow{BD} &= a \cdot \vec{x}_3 + b \cdot \vec{z}_3 \\ \overrightarrow{DE} &= c \cdot \vec{x}_3 - d \cdot \vec{z}_3 & \overrightarrow{EF} &= \mu \cdot \vec{x}_1 - f \cdot \vec{z}_1 & (\mu &= 0 \text{ pour } \alpha = 0^\circ) \end{aligned}$$

où $L_1, L_2, L_3, a, b, c, d$ et f sont des longueurs constantes et λ (écartement de la lame supérieure) et μ sont des longueurs variables.



On pose :

$$\overrightarrow{AC} = e \cdot \vec{x}_2$$

$$\overrightarrow{BC} = R \cdot \vec{x}_3$$

où e est l'excentration de la partie inférieure de la came et R son rayon

e et R sont des longueurs constantes.

Figure 3 : Paramétrage du contact came avant/levier supérieur

Géométrie de l'arbre à cames :

L'arbre à cames, solide S2, est mis en mouvement de rotation par le servomoteur.

Le levier supérieur, solide S3 est en contact (point B) avec la came « avant » et le levier inférieur, avec la came « arrière ».

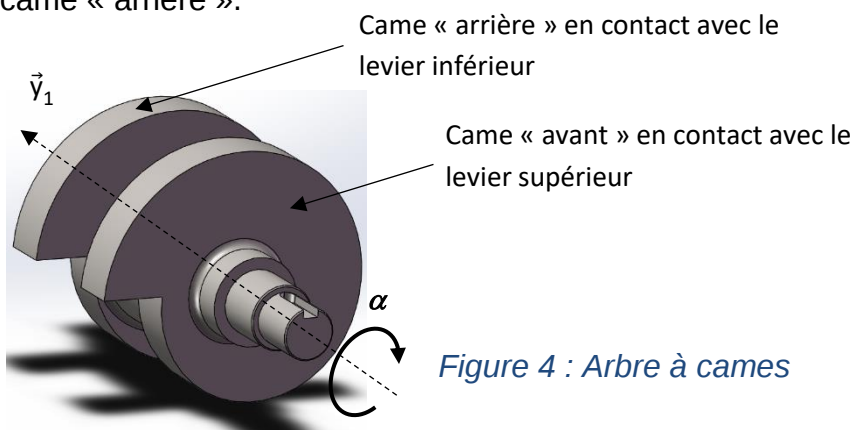


Figure 4 : Arbre à cames

Les deux cames sont identiques et leur géométrie est la suivante :

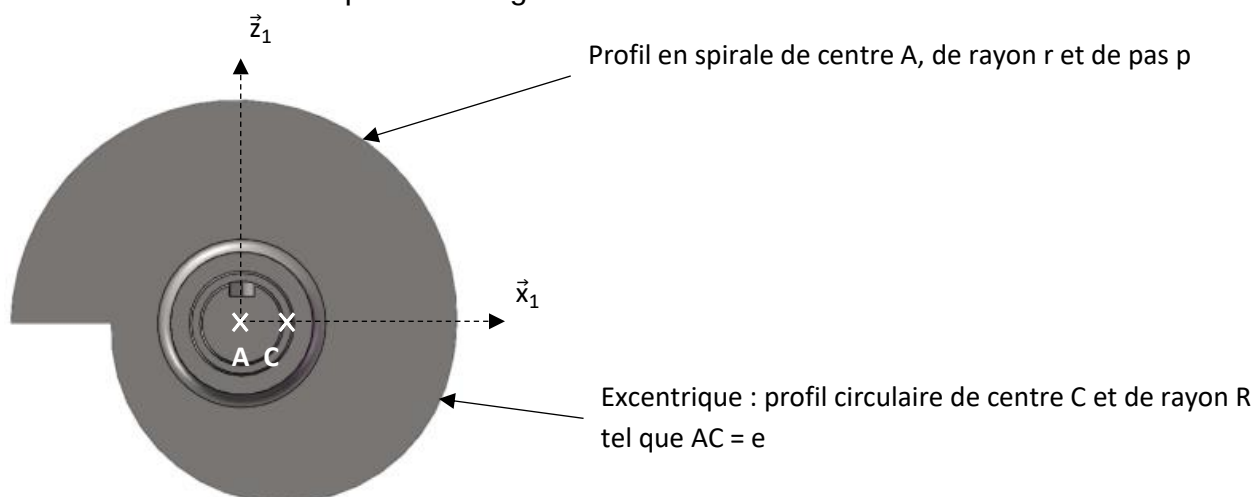


Figure 5 : Géométrie de l'arbre à cames (en position $\alpha = 0^\circ$, $\vec{x}_1 = \vec{x}_2$)

Le mouvement de fermeture des lames se décompose alors en deux phases :

- phase de déplacement rapide : les leviers sont en contact avec les cames sur le profil circulaire. Cette phase est telle que $35^\circ < \alpha \leq 180^\circ$;
- phase de déplacement lent : les leviers sont en contact avec les cames sur le profil en spirale. Cette phase est telle que $180^\circ < \alpha \leq 340^\circ$.

À l'issue de ces deux phases, les lames sont en contact avec la bande à découper et le mouvement de coupe est alors assuré par le sous-système de coupe.

Une fois la pièce découpée, le sous-système de coupe revient en position initiale et les lames s'ouvrent par inversion du sens de rotation de l'arbre à cames. Le mouvement d'ouverture débute donc par la phase de déplacement lent et s'achève par la phase de déplacement rapide.

La Figure 6 met en évidence les différentes positions particulières de l'arbre à cames.

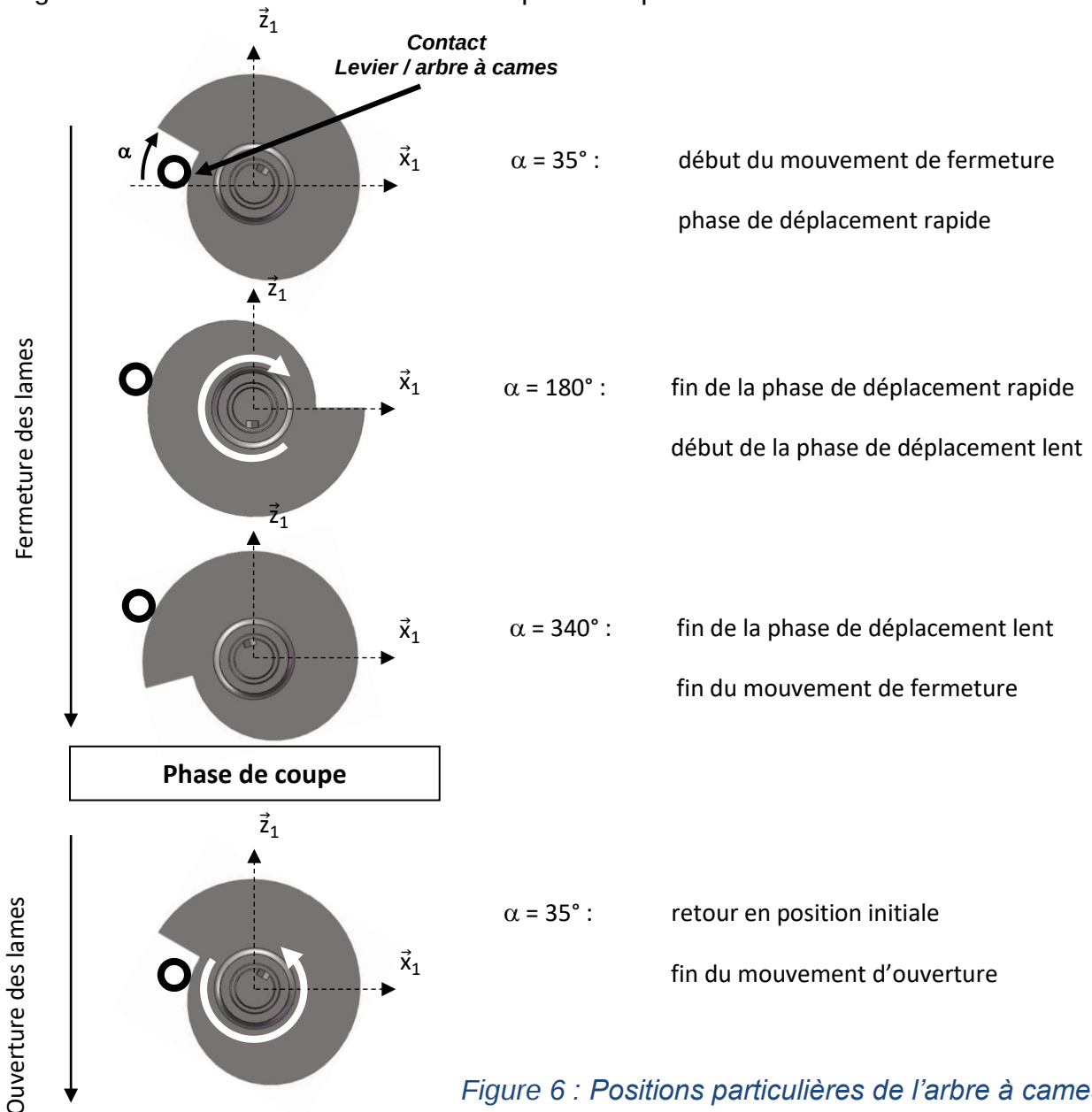
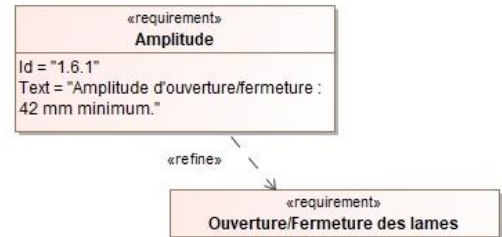


Figure 6 : Positions particulières de l'arbre à cames

On s'intéresse dans un premier temps à la phase de déplacement rapide du mouvement de fermeture des porte-lames.

Objectif : Vérifier l'aptitude de la chaîne cinématique de translation des porte-lames à satisfaire l'exigence d'amplitude de déplacement vertical (exigence Id 1.6.1).



Question A.1: En écrivant la fermeture géométrique associée à la chaîne fermée de solides (S1)-(S2)-(S3)-(S1), exprimer la relation vectorielle entre les vecteurs $\overrightarrow{AC}$, $\overrightarrow{CB}$, $\overrightarrow{BD}$ et $\overrightarrow{DA}$.

Question A.2 : À partir des figures planes de changement de base de l'Annexe E, exprimer les vecteurs $\vec{x}_2$, $\vec{x}_3$, $\vec{z}_2$ et $\vec{z}_3$ dans la base b_1 .

Question A.3 : Montrer que la projection sur $\vec{x}_1$ et $\vec{z}_1$ de la relation vectorielle établie à la question 5 permet d'obtenir le système de deux équations scalaires de la forme suivante :

$$\begin{cases} A \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta = L_1 - e \cdot \cos \alpha \\ -A \cdot \sin \beta + B \cdot \cos \beta = L_2 + e \cdot \sin \alpha \end{cases}$$

et exprimer A et B en fonction des dimensions a, b et R.

La résolution du système d'équations précédent permet d'exprimer β , position angulaire du levier supérieur, en fonction de α , position angulaire de l'arbre à cames (voir Figure 8).

Question A.4 : En écrivant la fermeture géométrique associée à la chaîne fermée de solides (S1)-(S3)-(S4)-(S1), exprimer λ , écartement de la lame supérieure, en fonction de β , position angulaire du levier supérieur, et des dimensions L_2 , c, d et f.

Les figures ci-dessous synthétisent l'étude menée et montrent l'évolution de l'écartement de la lame supérieure (Figure 7) et de la position angulaire du levier supérieur (Figure 8) en fonction de la position angulaire de l'arbre à cames.

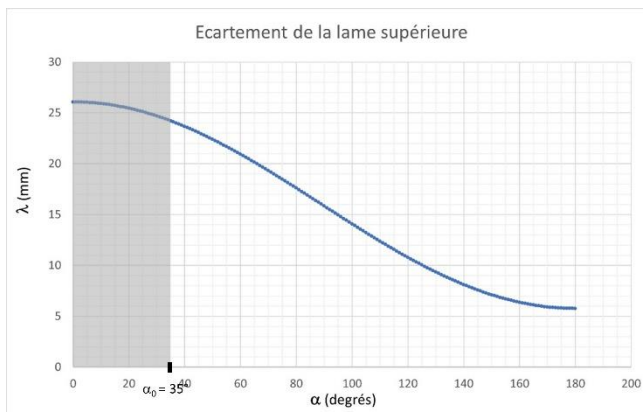


Figure 7

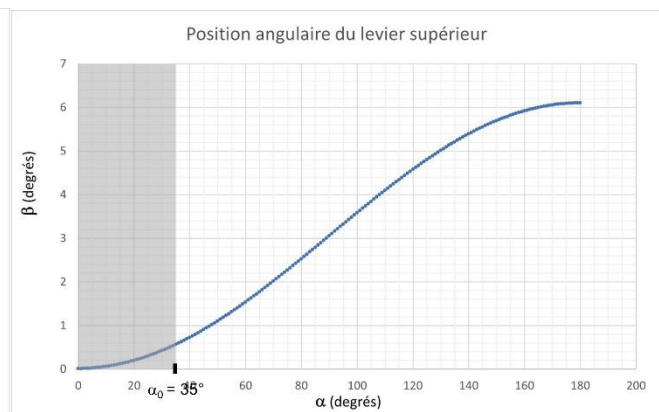


Figure 8

Question A.5 : À partir de la figure 7, déterminer la course notée C_R de la lame supérieure lors de la phase de déplacement rapide.

Une étude similaire lors de la phase de déplacement lent ($180^\circ < \alpha \leq 340^\circ$) permet de conclure sur la course de la lame supérieure : $C_L = 3,5$ mm.

Par symétrie, la course de la lame inférieure est identique à celle de la lame supérieure.

On note $C_T = C_R + C_L$ la course totale du porte-lame supérieur lors de la phase de fermeture.

Question A.6 : Calculer C_T et **conclure** sur l'aptitude de cette chaîne cinématique à satisfaire l'exigence Id 1.6.1 du cahier des charges.

Partie B (à traiter obligatoirement) : Vérifier la tenue mécanique du guidage du porte-lame inférieur : efforts compatibles avec les prescriptions du fournisseur

On s'intéresse à la liaison glissière entre l'ensemble porte-lame inférieur et le bâti.

Le porte-lame est guidé en translation par rapport au bâti (rail de guidage) par un patin à billes fixé sur le porte-lame. La lame et la plaquette d'appui sont en liaison encastrement avec le porte-lame.

Un galet (non représenté) exerce une action mécanique sur la plaquette d'appui.

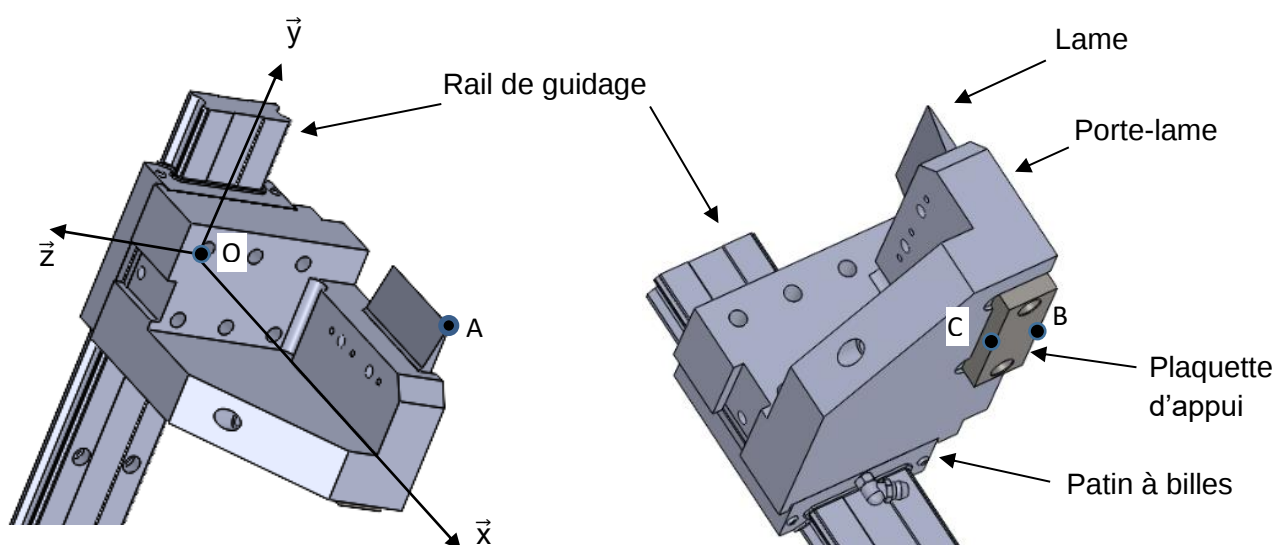


Figure 9 : Guidage des porte-lames

On retient pour cette partie le paramétrage suivant :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{OA} &= a \vec{x} + b \vec{y} - c \vec{z} & \overrightarrow{OB} &= d \vec{x} - e \vec{y} - f \vec{z} & \overrightarrow{BC} &= h \vec{z} \\ \text{Avec} \quad a &= 115 \text{ mm} & b &= 40 \text{ mm} & c &= 45 \text{ mm} & d &= 100 \text{ mm} \\ e &= 43 \text{ mm} & f &= 45 \text{ mm} & h &= 20 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Les caractéristiques du porte lame sont les suivantes :

Masse volumique du matériau constitutif	Volume
2850 kg.m ⁻³	440 000 mm ³

On néglige la masse de la lame, du patin et de la plaquette d'appui devant la masse du porte-lame.

Pour la suite on note « ensemble porte-lame » : le porte-lame, la lame, la plaquette d'appui et le patin de guidage.

On se place dans le cas le plus défavorable du point de vue des efforts et on retient la modélisation suivante :

- la liaison entre le rail de guidage et l'ensemble porte-lame est une liaison glissière de direction $\vec{y}$,
- l'action mécanique due à l'effort de coupe sur l'ensemble porte-lame est modélisée par le glisseur suivant : $\{T_{\text{eff} \rightarrow \text{porte-lame}}\}_A = \begin{Bmatrix} -10000 \vec{y} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}$ (résultante en N)
- l'action mécanique du galet sur l'ensemble porte-lame est modélisée par une pression de contact linéique uniformément répartie entre les points B et C de 500 N/mm et dirigée suivant $\vec{y}$.
- l'accélération de la pesanteur est $\vec{g} = -g \vec{y}$ avec $g = 10 \text{ m.s}^{-2}$

Objectif : Vérifier la tenue mécanique du guidage du porte-lame inférieur.

Question B.1 : Représenter sous forme de schéma cinématique dans l'espace la liaison entre le rail de guidage et l'ensemble porte-lame.

Question B.2 : Donner la forme du torseur d'action mécanique transmissible par la liaison glissière de direction $\vec{y}$ entre le rail de guidage et l'ensemble porte-lame.

Question B.3 : Déterminer la masse de l'ensemble porte-lame et montrer que l'on peut négliger l'action de pesanteur sur l'ensemble porte-lame devant les autres actions mécaniques.

Question B.4 : Montrer que l'action mécanique entre le galet et l'ensemble porte-lame peut se modéliser de la façon suivante : $\{T_{\text{galet} \rightarrow \text{porte-lame}}\}_D = \begin{Bmatrix} 10000 \vec{y} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}$ avec D le point milieu du segment [BC].

Le fournisseur de l'ensemble rail + patin de guidage indique, en valeurs absolues, les moments statiques admissibles pour le guidage :

Suivant $O\vec{x}$	Suivant $O\vec{y}$	Suivant $O\vec{z}$
175 N.m	490 N.m	175 N.m

Question B.5 : Isoler l'ensemble porte-lame et faire le bilan des actions mécaniques extérieures.

Question B.6 : À l'aide du principe fondamental de la statique, déterminer les moments statiques subis par la liaison glissière au point O suivant les axes $O\vec{x}$, $O\vec{y}$ et $O\vec{z}$.

Question B.7 : Conclure quant au respect des prescriptions du fournisseur de l'ensemble rail + patin.

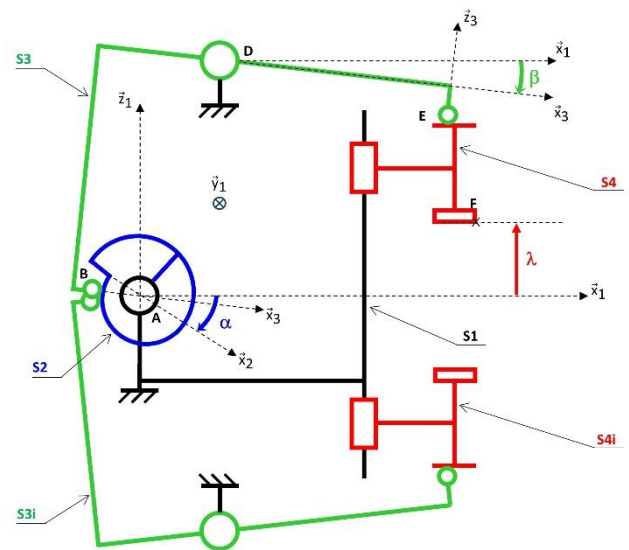
Partie C (à traiter obligatoirement) : Déterminer l'expression du couple moteur appliqué à l'arbre à cames

Le schéma cinématique ci-contre représente partiellement la chaîne de puissance d'ouverture et de fermeture des porte-lames de la cisaille.

La partie inférieure est cinématiquement équivalente et symétrique à la partie supérieure étudiée en Étude 1.

Hypothèses : toutes les liaisons sont supposées parfaites.

Données : on définit les bases $b_i = (\vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$



S1 : le bâti, supposé fixe, de repère associé $R_1(A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$.

S2 : l'arbre à cames, de repère associé $R_2(A, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$.

Masse : m_2

Centre d'inertie supposé en A.

$$\text{Matrice d'inertie : } I_A(S2) = \begin{pmatrix} A_2 & 0 & 0 \\ 0 & B_2 & 0 \\ 0 & 0 & A_2 \end{pmatrix}_{b_2}$$

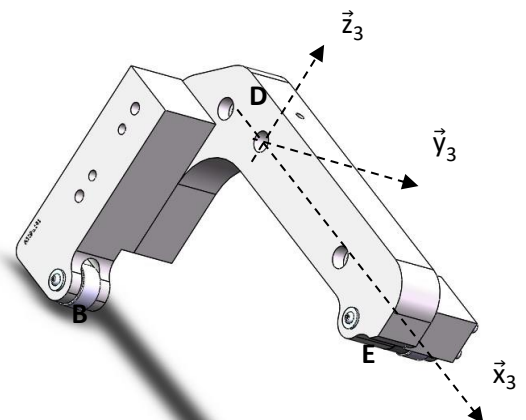
S3 : le levier supérieur, de repère associé $R_3(D, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$

Masse : m_3

Centre d'inertie supposé en D.

$$\text{Matrice d'inertie : } I_D(S3) = \begin{pmatrix} A_3 & 0 & -E_3 \\ 0 & B_3 & 0 \\ -E_3 & 0 & C_3 \end{pmatrix}_{b_3}$$

S3i : le levier inférieur, identique au levier supérieur



S4 : l'ensemble porte-lame supérieur de repère associé $R_4(F, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$.

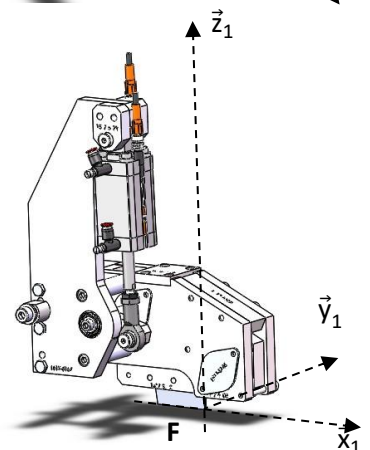
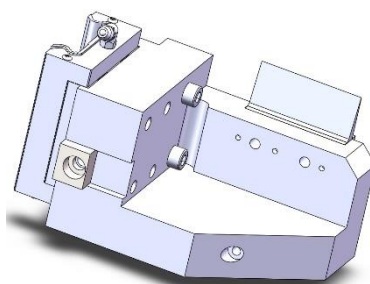
Masse : $m_4 = 4,5 \text{ kg}$.

Centre d'inertie noté G_4 .

S4i : l'ensemble porte-lame inférieur

Masse : $m_{4i} = 1,2 \text{ kg}$.

Centre d'inertie noté G_{4i} .



L'actionneur de cette chaîne de puissance est un motoréducteur.

L'arbre à cames est en liaison avec le motoréducteur par l'intermédiaire d'un accouplement élastique.

Un ensemble de 2 ressorts permet de maintenir le porte-lame supérieur en position haute.

Objectif : Déterminer l'expression du couple moteur appliqué à l'arbre moteur et nécessaire à la mise en mouvement des porte-lames.

Étape 1 : Déterminer l'inertie équivalente ramenée sur l'arbre moteur de l'ensemble des pièces en mouvement.

On isole l'ensemble Σ constitué de l'arbre à cames, des leviers supérieur et inférieur, de l'ensemble porte-lame supérieur, du porte-lame inférieur, de l'accouplement, du réducteur et de l'arbre moteur.

Question C.1 : Exprimer l'énergie cinétique galiléenne $E_{c2/1}$ de l'arbre à cames en fonction de B_2 et de $\dot{\alpha}$.

Question C.2 : Exprimer l'énergie cinétique galiléenne $E_{c3/1}$ du levier supérieur en fonction de B_3 et de $\dot{\beta}$.

Question C.3 : Exprimer l'énergie cinétique galiléenne $E_{c4/1}$ de l'ensemble porte-lame supérieur en fonction de m_4 et de $\dot{\lambda}$.

Une simulation numérique a permis de mettre en évidence que la puissance maximale fournie par le servomoteur était atteinte pour la position $\alpha = \alpha_{pic} = 65^\circ$. Au voisinage de cette valeur, on a :

$$\begin{aligned}\dot{\lambda} &= K_\lambda \cdot \dot{\alpha} & \text{avec} & & K_\lambda &= -0,01 \text{ m}\cdot\text{rad}^{-1} \\ \dot{\beta} &= K_\beta \cdot \dot{\alpha} & \text{avec} & & K_\beta &= 0,05\end{aligned}$$

Le rapport de transmission du réducteur est noté $K_{red} = \frac{\dot{\alpha}}{\omega_m} = \frac{1}{40}$ où ω_m est la vitesse de rotation du servomoteur.

Question C.4 : Exprimer alors l'énergie cinétique galiléenne $E_{c2/1}$ de l'arbre à cames sous la forme $E_{c2/1} = \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_m^2$ où J_2 est l'inertie équivalente de l'arbre à cames ramenée sur l'arbre moteur. Exprimer J_2 en fonction de B_2 et K_{red} .

Question C.5 : De même, exprimer l'inertie équivalente J_{34} de l'ensemble $\{S3 + S4\}$ ramenée sur l'arbre moteur. Exprimer J_{34} en fonction de B_3 , m_4 , K_β , K_λ et K_{red} .

Une étude similaire sur l'ensemble $\{S3i + S4i\}$ a permis de montrer que son inertie équivalente ramenée sur l'arbre moteur est : $J_{34i} = 0,75 \cdot J_{34}$.

L'inertie de l'ensemble {réducteur + accouplement} ramenée sur l'arbre moteur est donnée : $J_{RA} = 1 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

L'inertie de l'arbre moteur autour de son axe de rotation est de : $1,5 \text{ kg}\cdot\text{cm}^2$

Question C.6 : Calculer J_{MRA} , l'inertie de l'ensemble {servomoteur + réducteur + accouplement} ramenée sur l'arbre moteur.

L'énergie cinétique galiléenne $E_{c\Sigma/1}$ de l'ensemble Σ est notée : $E_{c\Sigma/1} = \frac{1}{2} \cdot J_{eq} \cdot \omega_m^2$.

Question C.7 : Exprimer J_{eq} en fonction de J_2 , J_{34} et J_{MRA} .

Étape 2 : Déterminer les puissances développées par les actions mécaniques mises en jeu.

Pour la suite, on donne $J_{eq} = 2,6 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ et on fera les hypothèses suivantes :

- les puissances extérieures à prendre en compte pour le dimensionnement du servo-moteur sont celles développées par les actions mécaniques suivantes :
 - l'action mécanique des ressorts sur l'ensemble porte-lame supérieur (la résultante de l'action mécanique des ressorts étant considérée constante et égale à F_{max} tout au long de la phase de fermeture des lames) :

$$\{T_{res \rightarrow S4}\}_F = \left\{ \begin{matrix} F_{max} \cdot \vec{z}_1 \\ \vec{0} \end{matrix} \right\} \text{ avec } F_{max} = 100 \text{ N} ;$$

- l'action mécanique de la pesanteur sur le porte-lame inférieur :

$$\{T_{pes \rightarrow S4i}\}_{G_{4i}} = \left\{ \begin{matrix} -m_{4i} \cdot g \cdot \vec{z}_1 \\ \vec{0} \end{matrix} \right\} ;$$

- le couple moteur sur l'arbre moteur :

$$\{T_{mot \rightarrow arbre}\}_A = \left\{ \begin{matrix} \vec{0} \\ C_m \cdot \vec{y}_1 \end{matrix} \right\} ;$$

- toutes les liaisons sont supposées parfaites et sans frottements.

Question C.8 : Exprimer la puissance développée par l'action mécanique des ressorts sur l'ensemble porte-lame supérieur en fonction de F_{max} , K_λ , K_{red} et ω_m .

Question C.9 : Exprimer la puissance développée par l'action mécanique de la pesanteur sur l'ensemble porte-lame inférieur en fonction de m_{4i} , g , K_λ , K_{red} et ω_m .

Question C.10 : Exprimer la puissance développée par le couple moteur sur l'arbre du moteur en fonction de C_m et ω_m .

Étape 3 : Exprimer le couple moteur.

Question C.11 : En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble Σ , exprimer C_m en fonction de F_{max} , m_{4i} , g , K_λ , K_{red} , J_{eq} et $\dot{\omega}_m$.

Partie D (choix 1 du candidat) : Identifier un procédé d'obtention et proposer une cotation GPS de l'arbre à cames

Le Technicien Procédés en Pré-industrialisation propose d'étudier la fabrication de l'arbre à cames (Figures 10a et 10b et document technique DT1), afin d'assurer la conformité des spécifications géométriques et dimensionnelles présentant les intervalles de tolérances les plus serrés.

L'entreprise produit deux postes de découpe par an.

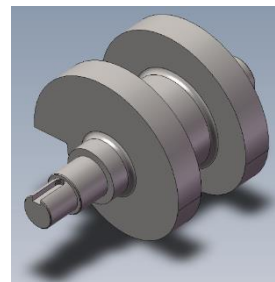


Figure 10a : Vue 3D de l'arbre à cames

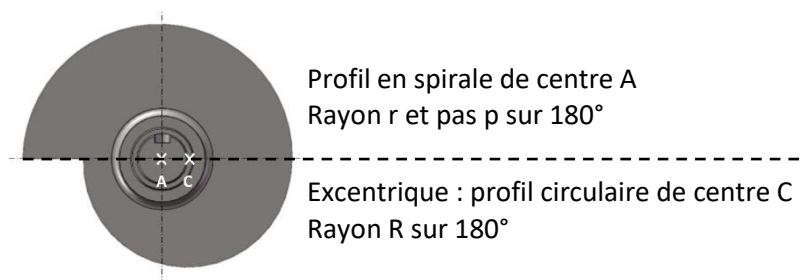
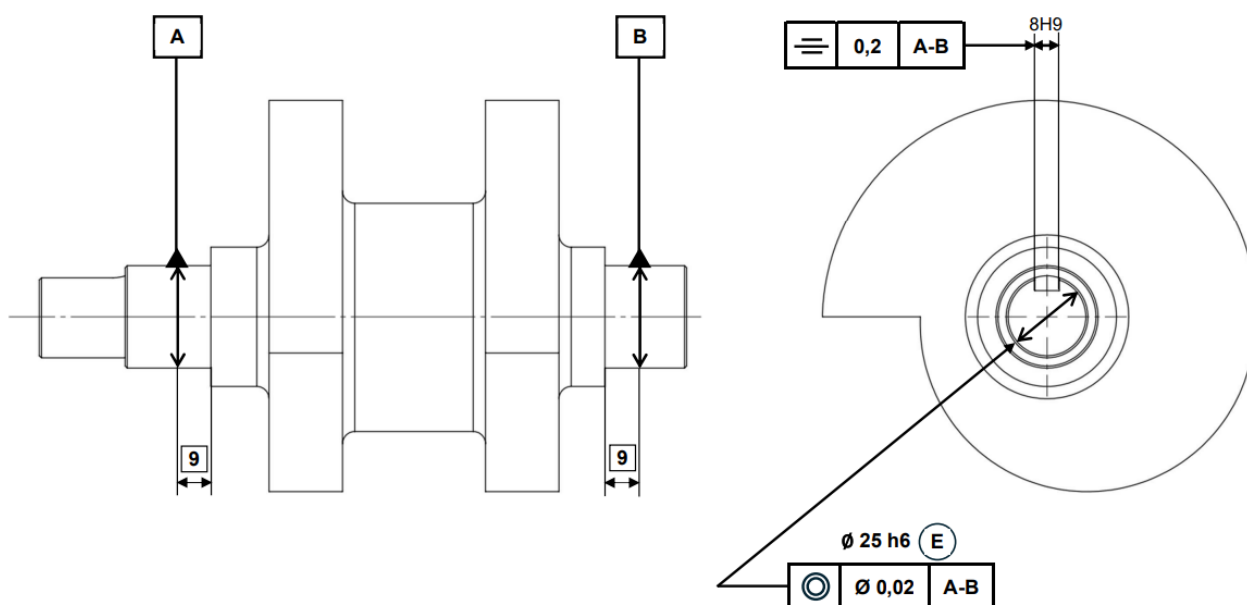


Figure 10b : Profil de l'arbre à cames



DT1 : Mise en plan partielle de l'arbre à cames

Question D.1 : En précisant les critères de choix, proposer un procédé d'obtention de l'arbre à cames.

Question D.2 : À partir de la réponse formulée à la question précédente, proposer un matériau pour l'arbre à cames.

Question D.3 : Répondre sur le document réponse DR1 :

À l'aide du tableau fourni ci-dessous, décoder la spécification suivante :

Ø 25 h6 E

Arbre	3 à 6 mm inclus	6 à 10 mm	10 à 18 mm	18 à 30 mm	30 à 50 mm	50 à 80 mm	80 à 120 mm
e8	-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126
h6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22
h7	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35
m6	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13
p6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37

Extrait des tolérances en micromètres

Question D.4 : Décoder la spécification GPS suivante (répondre sur le document réponse DR2)

	Ø 0,02	A-B
---	--------	-----

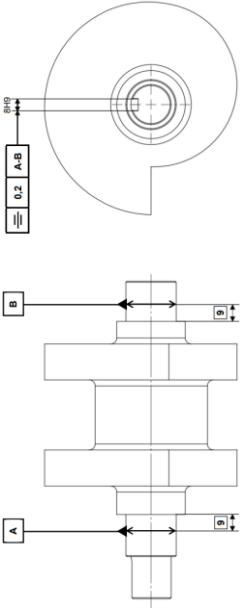
Question D.5 : Décoder la spécification GPS suivante (répondre sur le document réponse DR3)

	0,2	A-B
---	-----	-----

Question D.6 : Sur copie, à l'aide de la modélisation fournie sur l'étude 1 (*Profil en spirale de centre A, de rayon r et de pas p profil circulaire de centre C et de rayon R tel que AC = e = excentrique*), proposer à l'aide d'une spécification GPS univoque, le tolérancement géométrique (non chiffré) du profil en spirale de l'arbre à came.

TOLÉRANCEMENT NORMALISÉ	DR1 : Analyse d'une spécification par zone de tolérance				
Symbole de la spécification : Désignation :	Éléments non idéaux extraits de « skin modèle »		Éléments idéaux		
Type de spécification : ☐ Forme ☐ Orientation ☐ Position ☐ Battement	Élément(s) tolérancé (s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance	
Condition de conformité :	☐ Unique ☐ Groupe	☐ Unique ☐ Multiples	☐ Simple ☐ Commune ☐ Système	☐ Simple ☐ Composée	Contraintes orientation et/ou position par rapport à la référence spécifiée
Schéma extrait du dessin de définition The drawing shows a cross-section of a mechanical part. A circular feature is highlighted with a tolerance specification: $\varnothing 25 \text{ h8} \begin{smallmatrix} \text{E} \\ 0.02 \end{smallmatrix} \text{ A-B}$. Below this, a detailed view of the part is shown with dimension lines and feature control frames. The feature control frame for the circular feature contains the tolerance symbol $\varnothing 25 \text{ h8}$ and the feature control frame for the position of the circular feature contains the position symbol $\begin{smallmatrix} \text{E} \\ 0.02 \end{smallmatrix}$ and the feature control frame for the orientation of the circular feature contains the orientation symbol A-B.					

TOLÉRANCEMENT NORMALISÉ	DR2 : Analyse d'une spécification par zone de tolérance				
Symbole de la spécification : Désignation :	Éléments non idéaux extraits de « skin modèle »		Éléments idéaux		
Type de spécification : ☐ Forme ☐ Orientation ☐ Position ☐ Battement	Élément(s) tolérancé(s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance	
Condition de conformité :	☐ Unique ☐ Groupe	☐ Unique ☐ Multiples	☐ Simple ☐ Commune ☐ Système	☐ Simple ☐ Composée	Contraintes orientation et/ou position par rapport à la référence spécifiée
Schéma extrait du dessin de définition The drawing shows a cross-section of a mechanical part. A circular feature is highlighted with a dashed circle and a leader line pointing to a tolerance specification box. The box contains the text: $\varnothing 25 \text{ h8}$ (E) A-B $\varnothing 0.02$. Below this, there are two more views of the part, each with a dimension line and a tolerance specification box. The first box contains $\varnothing 25 \text{ h8}$ (E) A-B $\varnothing 0.02$ and the second box contains $\varnothing 25 \text{ h8}$ (E) A-B $\varnothing 0.02$.					

TOLÉRANCEMENT NORMALISÉ	DR3 : Analyse d'une spécification par zone de tolérance				
Symbole de la spécification : Désignation :	Éléments non idéaux extraits de « skin modèle »		Éléments idéaux		
Type de spécification : ☐ Forme ☐ Orientation ☐ Position ☐ Battement	Élément(s) tolérancé(s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance	
Condition de conformité :	☐ Unique ☐ Groupe	☐ Unique ☐ Multiples	☐ Simple ☐ Commune ☐ Système	☐ Simple ☐ Composée	Contraintes orientation et/ou position par rapport à la référence spécifiée
Schéma extrait du dessin de définition 					

Partie E (choix 2 du candidat) : Vérifier la résistance mécanique de l'axe du levier inférieur sous contraintes

La Figure 11 ci-dessous présente le modèle 3D des solides mis en jeu dans la cinématique de l'ensemble porte-lame inférieur :

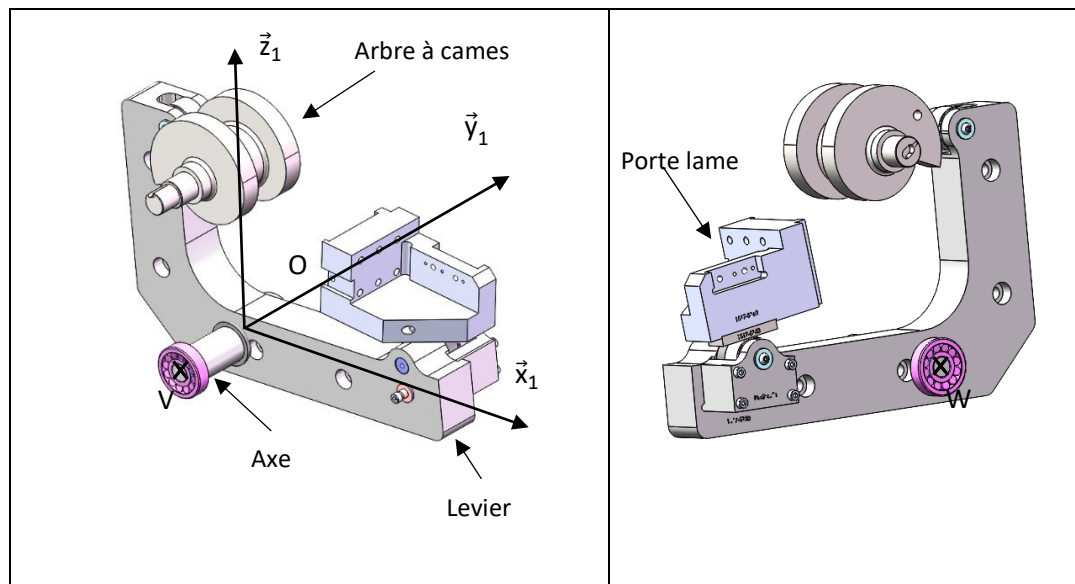


Figure 11 : Modèle 3D des solides mis en jeu dans la cinématique de l'ensemble porte-lame inférieur

Dans toute cette partie, on néglige l'action de la pesanteur devant les autres actions mécaniques ainsi que les frottements.

Objectif : Vérifier la résistance mécanique de l'axe du levier inférieur.

Question E.1 : Expliquer en quelques mots pourquoi, l'hypothèse d'un problème mécaniquement plan est discutable.

On fait tout de même l'hypothèse que l'on peut considérer le problème comme mécaniquement plan dans le plan $(O, \vec{x}_1, \vec{z}_1)$.

Dans ce cas, le bilan des actions mécaniques extérieures s'exerçant sur le levier est le suivant (voir Figure 11 et document réponse DR5) :

- action de l'axe sur le levier, force dont le point O est un point de la droite d'action ;
- action de l'arbre à cames sur le levier, force dont le point S est un point de la droite d'action ;
- action du porte lame sur le levier, force connue en T.

Question E.2 : Sur le document réponse DR 5, pour la position donnée, représenter la direction de la force de l'arbre à cames sur l'ensemble levier inférieur.

Question E.3 : Sur le document réponse DR 5, déterminer graphiquement la force de l'axe sur le levier (on laissera apparaître les différents tracés sur le document réponse DR5 et indiquer la valeur de la norme $\|\vec{F}_{\text{axe} \rightarrow \text{levier}}\|$ de cette force).

La Figure 12 montre la géométrie de l'axe.

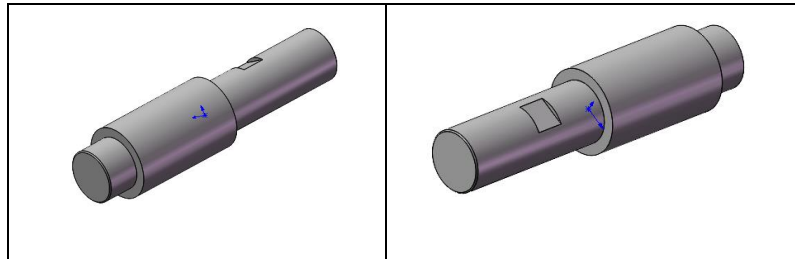


Figure 12 : Géométrie de l'axe du levier inférieur

Le matériau de l'axe du levier inférieur est de l'acier 40NiCrMo7 dont les principales caractéristiques mécaniques sont :

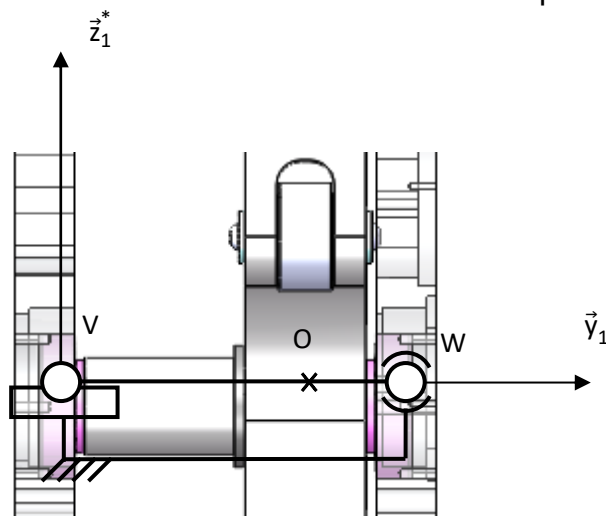
Limite élastique	Module de cisaillement	Coefficient de Poisson	Masse volumique	Module d'Young
850 MPa	80 GPa	0,28	7 850 kg·m ⁻³	210 000 MPa

Question E.4 : Indiquer si les hypothèses de la théorie des poutres concernant la forme et le matériau de l'axe du levier inférieur sont vérifiées ? On attend un rapide énoncé des différentes hypothèses et leur vérification.

Pour la suite, on suppose que les hypothèses de la théorie des poutres sont vérifiées et on modélise l'axe du levier par un cylindre de section circulaire constante de diamètre 24 mm.

La liaison entre l'axe et le bâti est réalisée par deux roulements.

On donne ci-dessous le schéma cinématique et le paramétrage associés.



$$\vec{VO} = v \cdot \vec{y}_1 \quad \text{avec } v = 80 \text{ mm}$$

$$\vec{VW} = w \cdot \vec{y}_1 \quad \text{avec } w = 108 \text{ mm}$$

Figure 13 : Schéma cinématique et paramétrage associé de la liaison entre l'axe du levier inférieur et le bâti.

Question E.5 : Pour la liaison au point V, donner son nom, sa caractéristique géométrique ainsi que la forme du torseur d'actions mécaniques transmissibles dans la base $(\vec{x}_1^*, \vec{y}_1, \vec{z}_1^*)$.

Question E.6 : Pour la liaison au point W, donner son nom, sa caractéristique géométrique ainsi que la forme du torseur d'actions mécaniques transmissibles dans la base $(\vec{x}_1^*, \vec{y}_1, \vec{z}_1^*)$.

Une étude, non détaillée ici, a permis d'évaluer, dans le cas le plus défavorable, l'action mécanique du levier sur l'axe sans prendre en compte l'hypothèse du problème plan :

$$\{T_{\text{lev} \rightarrow \text{axe}}\} = \begin{cases} \vec{F}_{\text{lev}} = -F_{\text{lev}} \cdot \vec{z}_1^* \\ \vec{L}_{\text{lev}} = -L_{\text{lev}} \cdot \vec{x}_1^* \end{cases} \quad \text{avec } F_{\text{lev}} = 18\,000 \text{ N} \quad \text{et} \quad L_{\text{lev}} = 300 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

Question E.7 : Isoler l'axe et faire le bilan des actions mécaniques extérieures

Question E.8 : À partir du principe fondamental de la statique, déterminer littéralement les actions mécaniques de liaisons aux points V et W, en fonction de F_{lev} , L_{lev} et des grandeurs dimensionnelles v et w .

Question E.9 : Exprimer le torseur de cohésion dans le tronçon (VO) et (OW) en fonction de v , w , F_{lev} , L_{lev} .

Question E.10 : Pour chaque tronçon, donner la nature de la ou des sollicitations.

On donne ci-dessous l'évolution de la contrainte normale dans la fibre inférieure de l'axe :

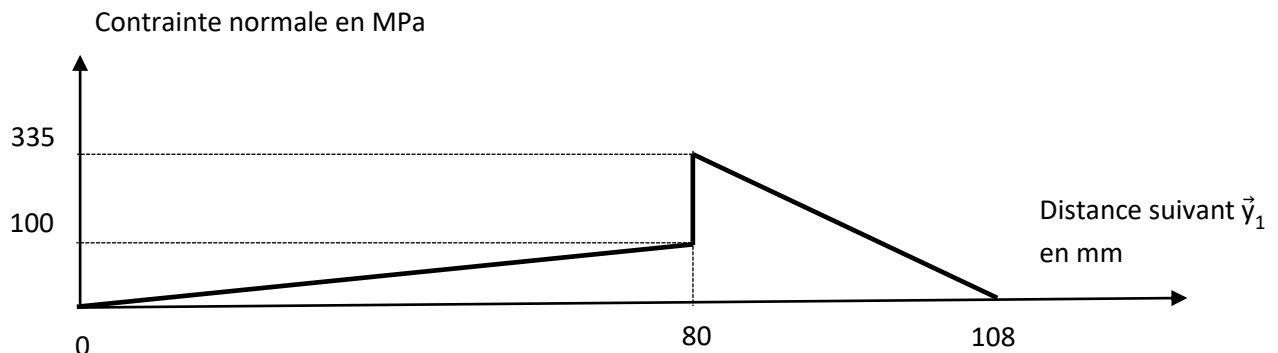
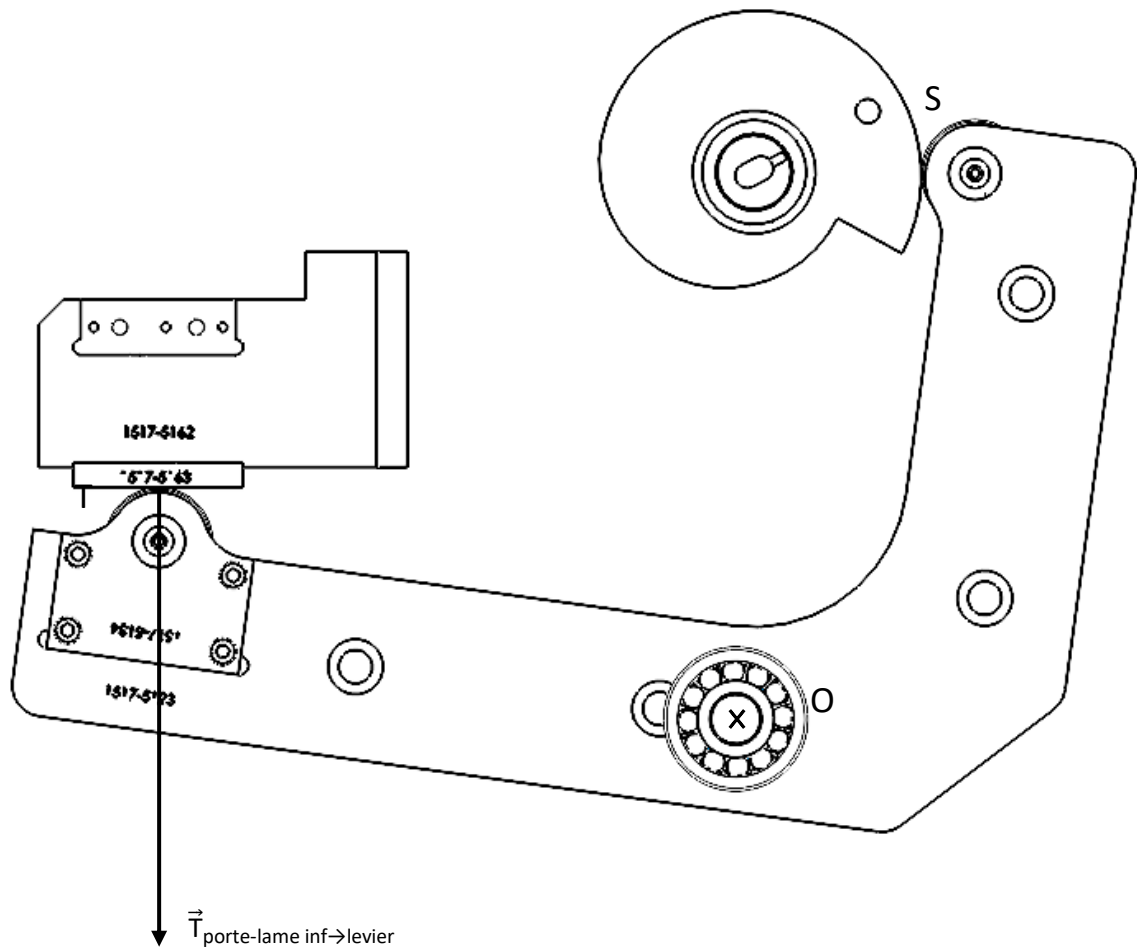


Figure 14 : Contrainte normale en MPa dans la fibre inférieure

Question E.11 : En faisant l'hypothèse que la contrainte normale est prépondérante devant la contrainte tangentielle, conclure sur la résistance mécanique de l'axe.



Échelle des dimensions 1 : 2

Échelle pour la représentation des forces : 1 cm pour 2 000 N

$$\|\vec{F}_{\text{axe} \rightarrow \text{levier}}\| =$$

2) Attendus de l'épreuve

Conseils aux candidats

Il est demandé aux candidats :

- de rédiger les réponses aux différentes parties sur des feuilles de copie séparées et clairement repérées ;
- de numéroté chaque feuille de copie et indiquer le numéro de la question traitée ;
- de rendre tous les documents réponses, même non complétés ;
- d'utiliser exclusivement les notations indiquées dans le sujet lors de la rédaction des réponses ;
- de justifier clairement les réponses ;
- d'encadrer ou souligner les résultats ;
- de présenter lisiblement les applications numériques, sans omettre les unités, après avoir explicité les expressions littérales des calculs ;
- de formuler les hypothèses nécessaires à la résolution des problèmes posés si celles-ci ne sont pas indiquées dans le sujet.

3) Extrait de l'arrêté du 17 avril 2025

Extrait de l'annexe de l'arrêté du 17 avril 2025 fixant les modalités d'organisation du concours externe du certificat d'aptitude au professorat de l'enseignement du second degré, publié au Journal Officiel du 19 avril 2025

A. - Épreuves d'admissibilité

1° Première épreuve d'admissibilité.

L'épreuve consiste en l'étude de la modélisation d'un produit.

Elle a pour objectif de vérifier la capacité du candidat à conduire une étude d'un produit pour en caractériser les performances en mobilisant ses connaissances scientifiques et technologiques relevant de l'option du concours.

L'épreuve est constituée de plusieurs parties indépendantes, certaines d'entre elles sont à traiter obligatoirement et d'autres sont au choix du candidat.

Durée : quatre heures.

Coefficient 3.

L'épreuve est notée sur 20. Une note globale égale ou inférieure à 5 est éliminatoire ;