

**BANQUE D'ÉPREUVES DUT-BTS
-SESSION 2017-**

ÉPREUVE DE MÉCANIQUE

CODE ÉPREUVE : 970

CALCULATRICE INTERDITE

DURÉE DE L'ÉPREUVE: 2H30

Exercice 1

La **Figure 1** montre le schéma de principe d'une meule à vibrations qui a pour but l'obtention d'un excellent état de la surface inférieure de la pièce notée **P**. Pour cela, on a associé les actions d'un galet abrasif en rotation **1**, d'un bras vibrant **2-5** en translation alternative et d'un vérin **3-4** qui permet d'assurer l'effort presseur nécessaire. L'ensemble est actionné par un moteur à courant continu dont la puissance permet, via un système de transformation de mouvement non représenté ici, d'assurer le mouvement de rotation du galet et le mouvement de translation alternative du bras vibrant.

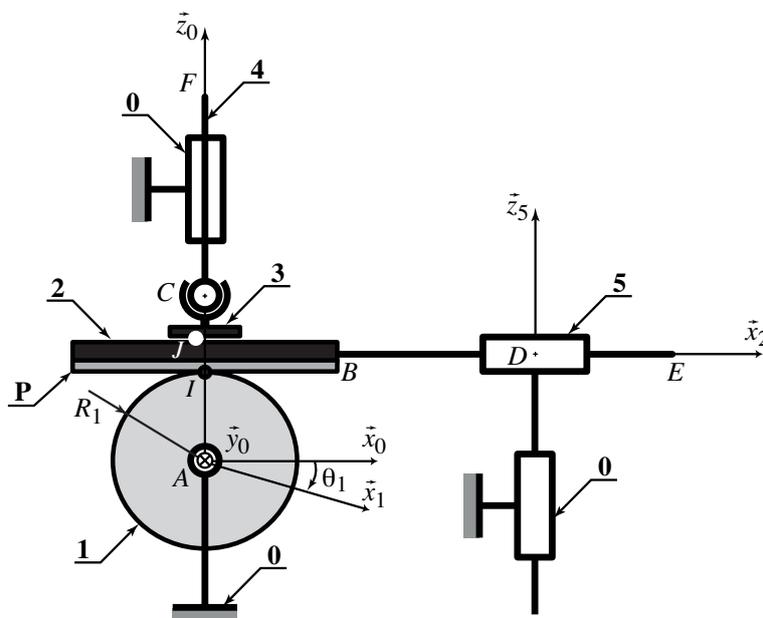


Figure 1 – Meule à vibrations

On donne les caractéristiques géométriques et cinématiques suivantes :

- Le carter **0** est muni du repère $\mathcal{R}_0 = (A, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$. Le référentiel associé est supposé galiléen.
- Le galet **1** est lié au carter **0** par une liaison pivot d'axe (A, \vec{y}_0) . Le repère lié $\mathcal{R}_1 = (A, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ est tel que $\vec{y}_1 = \vec{y}_0$ et on note $\theta_1 = (\vec{x}_0, \vec{x}_1) = (\vec{z}_0, \vec{z}_1)$. Le rayon du galet est R_1 et son moment d'inertie par rapport à l'axe (A, \vec{y}_1) est I_1 . Le système d'entraînement exerce sur le galet un couple $\vec{C}_m = C_m \vec{y}_0$ en A .
- La pièce **5** est liée au carter **0** par une liaison glissière de direction \vec{z}_0 . Le repère lié $\mathcal{R}_5 = (D, \vec{x}_5, \vec{y}_5, \vec{z}_5)$ est tel que $\vec{z}_5 = \vec{z}_0$.
- Le bras vibrant **2** est liée à la pièce **5** par une liaison glissière de direction \vec{x}_0 . Le repère lié $\mathcal{R}_2 = (B, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ est tel que $\vec{x}_2 = \vec{x}_0$ et on note pose $x_2 = \vec{AB} \cdot \vec{x}_2$. Le système d'entraînement exerce sur le bras un glisseur $\vec{F}_m = F_m \vec{x}_2$ en E .
- Le bras vibrant **2** et la pièce à meuler **P** sont en liaison complète.
- Le contact entre le galet **1** et la pièce **P** a lieu en I et est modélisé par une liaison cylindre-plan de ligne (I, \vec{y}_0) et de normale \vec{z}_0 . Le contact dans cette liaison se fait avec frottement et le coefficient de frottement est noté f_{1P} (on supposera pour simplifier que les coefficients de frottement de glissement et d'adhérence sont identiques).
- Le vérin **4** est lié au carter **0** par une liaison pivot glissant d'axe (C, \vec{z}_0) . Le repère lié $\mathcal{R}_4 = (C, \vec{x}_4, \vec{y}_4, \vec{z}_4)$ est tel que $\vec{z}_4 = \vec{z}_0$. Un système hydraulique exerce sur le vérin un glisseur $\vec{F}_p = -F_p \vec{z}_0$ en F .

- Le patin d'appui schématisé par la pièce **3** est lié au vérin **4** par une liaison rotule de centre C . Le repère lié est $\mathcal{R}_3 = (C, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$.
- Enfin, le contact entre le patin **3** et la pièce **2** est modélisé par une liaison appui-plan de normale $\vec{z}_3 = \vec{z}_0$. Le contact dans cette liaison se fait avec frottement et le coefficient de frottement est noté f_{32} (on supposera pour simplifier que les coefficients de frottement de glissement et d'adhérence sont identiques).

Dans les questions qui suivent, mises à part la liaison entre **1** et **P** et celle entre **3** et **P**, pour lesquelles le frottement est pris en compte, toutes les liaisons sont considérées parfaites. En outre, on négligera la masse des pièces **1**, **2**, **3**, **4** et **5** devant celle de la pièce **P**, notée M . L'accélération de la pesanteur est $\vec{g} = -g\vec{z}_0$.

On s'intéresse tout d'abord à la vitesse relative du galet et de la pièce à usiner au niveau de la zone de contact et on cherche à éviter un roulement sans glissement qui serait préjudiciable à la qualité de la surface abrasée. On suppose que $\dot{\theta}_1 = \Omega_1$ et $\dot{x}_2 = V_2 \sin(\Omega_2 t)$ (où Ω_1 , Ω_2 et V_2 sont des constantes strictement positives).

(A) La vitesse en I de **1** par rapport à **P** est :

$$\vec{V}(I, \mathbf{1}/\mathbf{P}) = (R_1 \dot{\theta}_1 - \dot{x}_2) \vec{x}_0$$

(B) L'accélération en I de **1** par rapport à **P** est :

$$\vec{\Gamma}(I, \mathbf{1}/\mathbf{P}) = R_1 \dot{\theta}_1^2 \vec{y}_0 - \ddot{x}_2 \vec{x}_0$$

- (C) Il peut y avoir roulement sans glissement en I de **1** par rapport à **P** pour certaines configurations particulières de consignes et à certains instants, par exemple si $V_2 = R_1 \Omega_1$.
- (D) Si $V_2 > R_1 \Omega_1$, alors il ne peut pas y avoir de roulement sans glissement en I .
- (E) Si $V_2 > R_1 \Omega_1$, alors il y a un roulement sans glissement qui se produit avec une période de $2\pi/\Omega_2$ mais ce n'est jamais la même partie de la pièce à usiner qui est impactée et ce n'est donc pas préjudiciable pour l'état de surface final.

Exercice 2

On reprend la meule à vibrations de l'exercice précédent est on s'intéresse cette fois aux aspects liés au contact frottant. Pour simplifier, on suppose le problème plan. L'action mécanique du galet **1** sur la pièce **P** est modélisée par un glisseur en I et de résultante $\vec{F}(\mathbf{1} \rightarrow \mathbf{P}) = T_{1P} \vec{x}_0 + N_{1P} \vec{z}_0$. L'action mécanique de la pièce **3** sur la pièce **2** est modélisée par un glisseur en un point J , dont la position va être discutée dans la suite, et de résultante $\vec{F}(\mathbf{3} \rightarrow \mathbf{2}) = T_{32} \vec{x}_0 + N_{32} \vec{z}_0$.

(A) La puissance dissipée au niveau du contact en I , qui est liée à l'abrasion du matériau, peut s'écrire :

$$\mathcal{P}(\mathbf{1} \leftrightarrow \mathbf{P}) = T_{1P} [\dot{x}_0 \cdot \vec{V}(I, \mathbf{1}/\mathbf{P})]$$

(B) La puissance dissipée au niveau du contact s'exprime en Joules.

(C) L'effort tangentiel T_{1P} peut s'exprimer :

$$T_{1P} = f_{1P} (F_P - Mg)$$

- (D) Le point J , intersection avec la face supérieure de **2** et de l'axe central du torseur des actions mécaniques de la pièce **3** sur la pièce **2**, est situé sur l'axe (A, \vec{z}_0) de la **Figure 1** (contrairement à ce qui est représenté sur cette figure).
- (E) Le coefficient de frottement s'exprime en Newtons par unité de surface.

Exercice 3

On reprend la meule à vibrations de l'exercice précédent est on s'intéresse cette fois aux aspects dynamiques. On utilise les caractéristiques géométriques et cinématiques, ainsi que la modélisation des efforts de contact frottant, qui ont été introduites dans les deux exercices précédents. Contrairement à l'exercice 1, la condition $\dot{\theta}_1 = \Omega_1$ et $\dot{x}_2 = V_2 \sin(\Omega_2 t)$ avec Ω_1, Ω_2 et V_2 des constantes strictement positives n'est plus imposée.

- (A) L'équation qui décrit le mouvement d'oscillations horizontales de l'ensemble **2**∪**P** est :

$$M\ddot{x}_2 = F_m + T_{1P} - T_{32}$$

On suppose dans la suite des questions que l'effort presseur F_p et l'effort d'entraînement F_m sont nuls. On suppose en outre qu'il y a roulement sans glissement en I de la pièce **P** avec la pièce **1**.

- (B) L'énergie cinétique de l'ensemble noté **E** des pièces autres que le bâti **0** dans son mouvement par rapport au référentiel galiléen s'écrit :

$$T(\mathbf{E}/R_0) = \frac{1}{2}M\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2$$

- (C) La condition de roulement sans glissement en I conduit à :

$$\dot{x}_2 = -R_1\dot{\theta}_1$$

- (D) Le théorème de l'énergie-puissance appliqué à l'ensemble noté **E** des pièces autres que le bâti **0** dans le référentiel galiléen permet d'écrire que :

$$J_{eq}\ddot{\theta}_1 = C_m$$

avec $J_{eq} = I_1 + MR_1^2$.

- (E) Si on avait pris en compte le glissement entre la pièce **P** et la pièce **1**, cette équation ne serait pas modifiée.

Exercice 4

On reprend le système de la **Figure 1** et on s'intéresse maintenant à l'arbre qui supporte le galet abrasif. Pour étudier sa torsion, on propose le modèle de la **Figure 2**. L'arbre est constitué d'un matériau de module d'Young E et coefficient de Poisson ν . Il est modélisé par une poutre droite (PQ) de longueur L , sollicitée par le couple moteur $C_m\vec{y}_0$ à son extrémité P et un couple $-C_m\vec{y}_0$ au niveau de la section A . La section S de la poutre est une disque de diamètre d . Classiquement, dans le cadre de la théorie des poutres, on prendra comme convention que le torseur de cohésion à l'abscisse x représente l'action mécanique intérieure exercée par la partie située en aval ($> x$) sur la partie amont située en ($< x$).

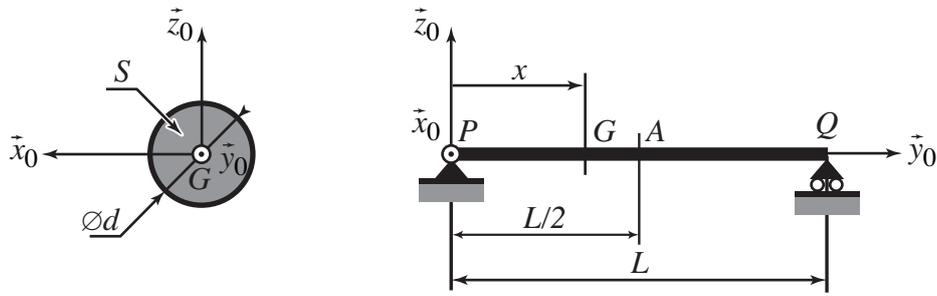


Figure 2 – Arbre en torsion

- (A) Même si on n’a pris en compte que les aspects liés à la torsion dans cet exercice, dans le système réel cet arbre est aussi sollicité en flexion et traction.
- (B) Le module de cisaillement G du matériau peut s’exprimer en fonction du module d’Young E et du coefficient de Poisson ν par l’expression suivante :

$$G = \frac{E}{1 + 2\nu}$$

- (C) Le moment quadratique de torsion I_0 de la section S par rapport à l’axe (G, \vec{y}_0) est :

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{64}$$

- (D) Le moment de torsion dans la poutre est $M(x) = -C_m$ pour $0 < x < L/2$ et $M(x) = C_m$ pour $L/2 < x < L$.
- (E) La contrainte tangentielle maximale τ_{max} dans l’arbre est telle que

$$|\tau_{max}| = \frac{|C_m|d}{2I_0}$$

Exercice 5

- (A) Si la pression augmente de manière trop importante, un joint torique risque l’extrusion.
- (B) Un joint torique peut être utilisé pour réaliser une étanchéité dynamique.
- (C) Un joint à lèvres à contact radial ne doit être utilisé que pour une lubrification à l’huile.
- (D) La vitesse circonférentielle admissible par un joint à lèvres à contact radial est de l’ordre de 10 à 30 m/s.
- (E) Un joint 4 lobes présente moins de risques de vrillage qu’un joint torique.

Exercice 6

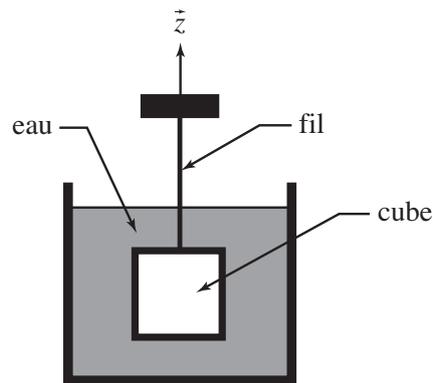


Figure 3 – Cube immergé dans un réservoir

- (A) Un cube de côté c et de masse volumique ρ_S est en équilibre, entièrement immergé dans un réservoir d'eau (de masse volumique $\rho_E < \rho_S$) et suspendue par un fil (cf. **Figure 3**). On note $\vec{g} = -g\vec{z}$ l'accélération de la pesanteur. La tension dans le fil est :

$$T = (\rho_S - \rho_E)gc^3$$

- (B) Si le fil est coupé, le cube va flotter si $\rho_S > \rho_E$.
(C) Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.
(D) Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \frac{VL}{\nu}$$

où V est une vitesse caractéristique de l'écoulement, L une grandeur caractéristique de l'écoulement et ν la viscosité cinématique du fluide.

- (E) L'unité de mesure de la viscosité cinématique d'un fluide est le stoke ($1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$).

Exercice 7

- (A) Le module de Young d'un aluminium est de l'ordre de 70 MPa .
(B) La trempe d'un acier est un traitement thermique consistant à chauffer le matériau jusqu'à température d'austénisation suivi d'un maintien en température puis d'un refroidissement rapide à l'eau par exemple.
(C) Un bronze est un alliage de cuivre et de zinc.
(D) L'acier de désignation X 2 CrNi 19.11 comporte 2% de carbone, 19% de chrome et 11% de nickel.
(E) Le soudage des fontes est en général très difficile.

Exercice 8

On s'intéresse à la pince micrométrique de la **Figure 4**. Il s'agit d'un système microélectromécanique, MEMS (*Microelectromechanical system*) en anglais. La pince est contrôlée par un actionneur électrothermique qui permet de mettre en translation la base de la pince lorsque les huit poutres en chevron se dilatent (ouverture de la pince) ou se contractent (fermeture de la pince) sous l'effet d'un échauffement dû à un courant traversant les couches de cuivre collées de part et d'autre des huit poutres. On s'intéresse ici à la cinématique de la pince. L'actionneur n'est pas étudié.

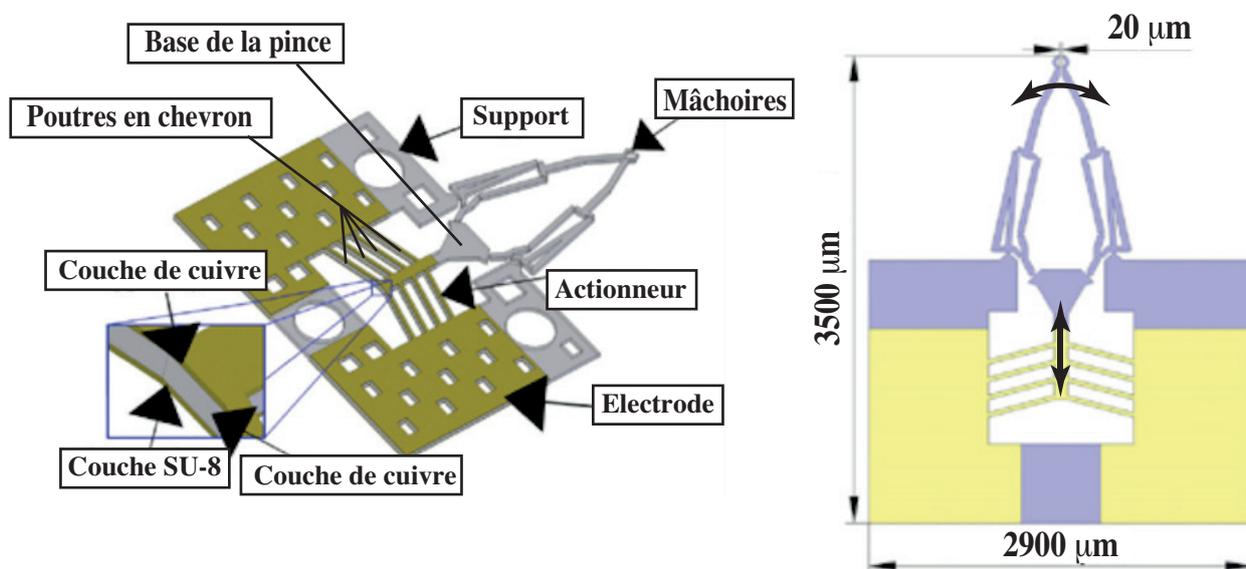


Figure 4 – Pince micrométrique d'après *Jinkui Chu et al 2011 J. Micromech. Microeng. 21 054030*

Le problème est supposé être plan. On propose en **Figure 5** la modélisation cinématique d'une des deux mâchoires de la pince dans le plan $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$. Il s'agit d'un système polyarticulé composé de cinq pièces articulées par des liaisons souples qui seront assimilées ici à six liaisons pivot de direction \vec{z}_0 en A, B, C, D, E et F . Afin de respecter la condition de symétrie dans le plan $(O, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, une liaison appui plan de normale \vec{x}_0 est introduite en O entre la base et le bâti $\mathbf{0}$. Le repère lié à une pièce i est noté \mathcal{R}_i . Un mouvement de translation suivant \vec{y}_0 est imposé par l'actionneur à la base de la pince provoquant un déplacement du point A à la vitesse $\vec{V}(A \in \mathcal{R}_1/\mathcal{R}_0) = V \vec{y}_0$ avec $V = 20 \mu\text{m/s}$.

- (A) Le centre instantané de rotation, $I_{1/0}$, de la pièce **1** dans son mouvement par rapport au repère \mathcal{R}_0 attaché au bâti $\mathbf{0}$ est confondu avec le point A .
- (B) La vitesse $\vec{V}(D \in \mathcal{R}_1/\mathcal{R}_0)$ telle que représentée en **Figure 5** est correctement construite en termes de direction, sens et intensité.
- (C) On se donne les vitesses $\vec{V}(D \in \mathcal{R}_1/\mathcal{R}_0)$ et $\vec{V}(F \in \mathcal{R}_3/\mathcal{R}_0)$ telles que représentées sur la **Figure 5**. La vitesse $\vec{V}(E \in \mathcal{R}_4/\mathcal{R}_0)$ représentée sur cette même figure est correctement construite en termes de direction, sens et intensité.
- (D) Le centre instantané de rotation, $I_{4/0}$, de la pièce **4** dans son mouvement par rapport au repère \mathcal{R}_0 attaché au bâti $\mathbf{0}$ se situe sur la droite (CF) .
- (E) On donne le centre instantané de rotation, $I_{2/0}$, de la pièce **2** dans son mouvement par rapport au repère \mathcal{R}_0 attaché au bâti $\mathbf{0}$ comme illustré sur la **Figure 5**. Par construction graphique, on montre que la norme de la vitesse $\vec{V}(G \in \mathcal{R}_4/\mathcal{R}_0)$ est cinq fois plus grande (à 5% près) que la norme V de la vitesse $\vec{V}(A \in \mathcal{R}_1/\mathcal{R}_0)$.

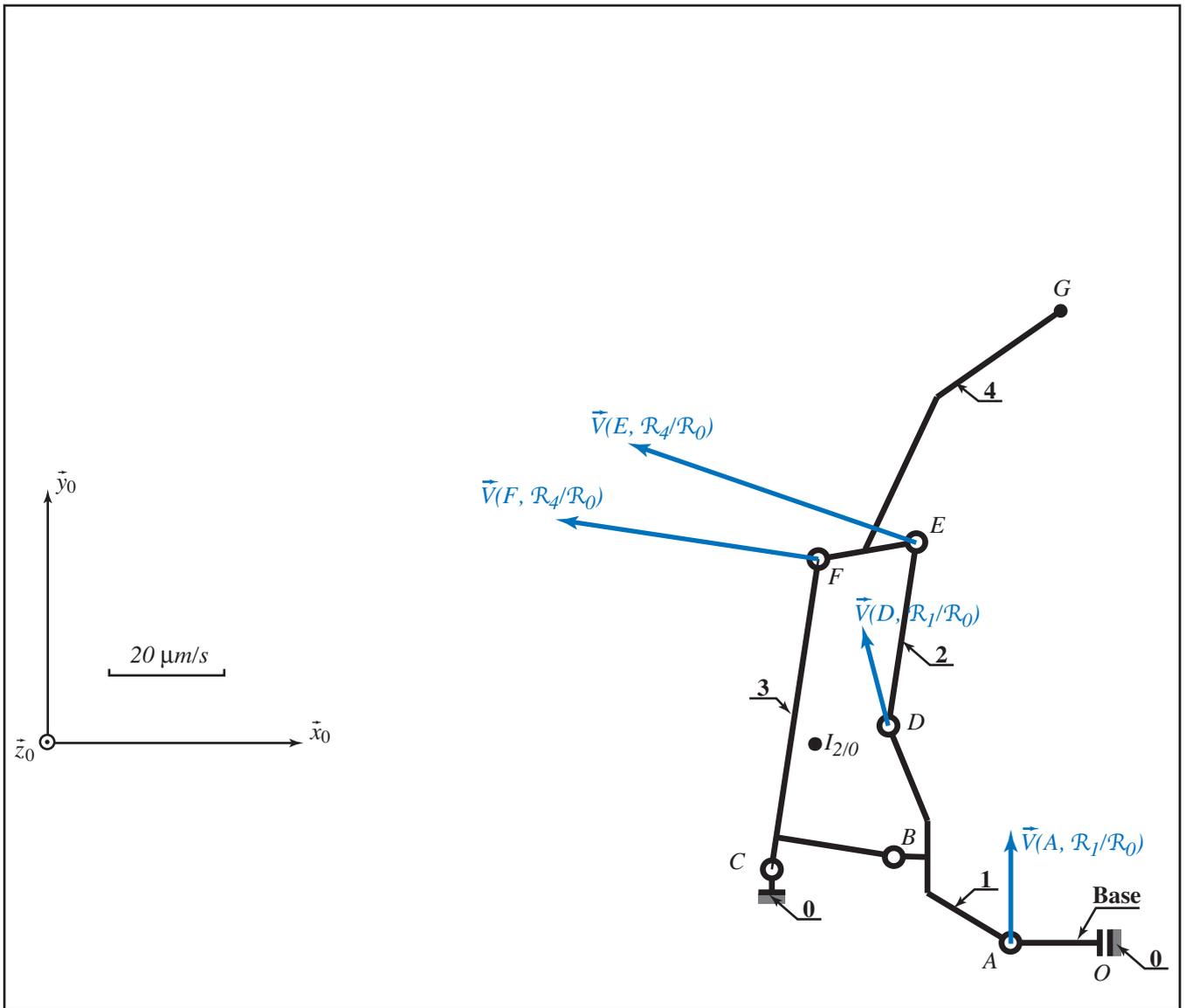


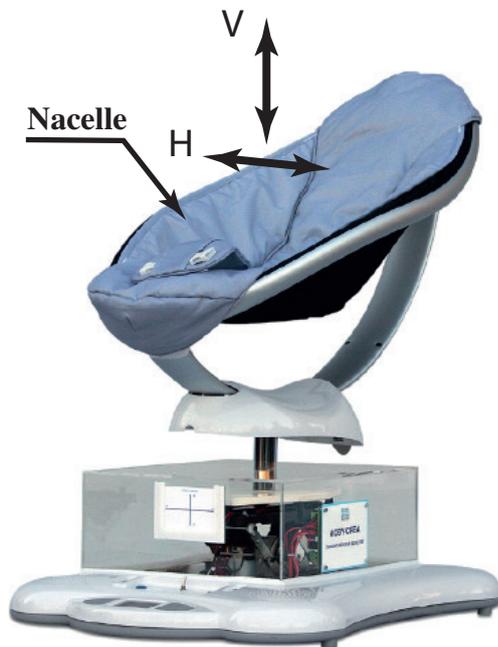
Figure 5 – Modélisation cinématique d’une des deux mâchoires de la pince micrométrique

Exercice 9

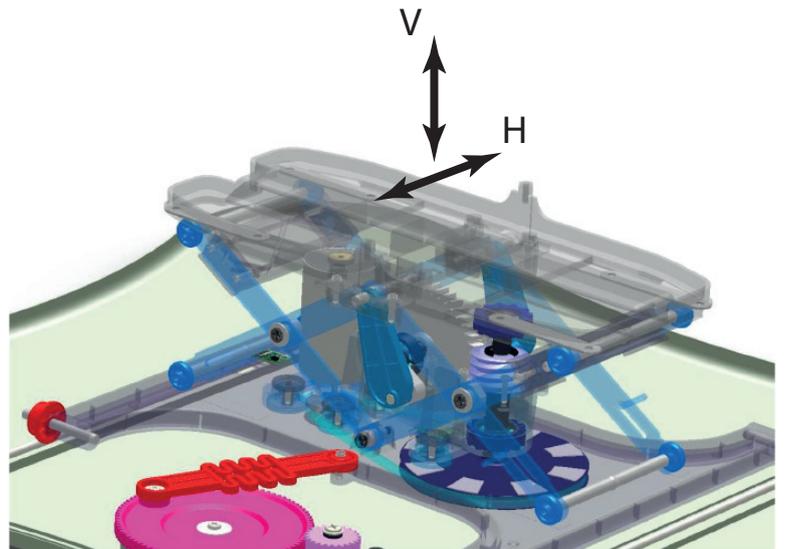
Le berce-bébé automatisé de la **Figure 6** permet d’obtenir différents mouvements plan à partir de la combinaison de deux mouvements, un vertical V et un horizontal H. Chacun de ces deux mouvements est obtenu par une chaîne d’énergie actionnée par un moteur à courant continu. On s’intéresse ici au mécanisme de transformation de mouvement permettant le déplacement vertical de la nacelle.

Le problème est supposé être plan. On propose la modélisation cinématique de la **Figure 7**. Le système est composé d’un système bielle-manivelle permettant de mettre en translation un mécanisme à ciseaux. On donne les caractéristiques géométriques et cinématiques suivantes :

- Le bâti **0** est muni du repère $\mathcal{R}_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.
- Le système bielle-manivelle est composé de la manivelle **4** de longueur e et de la bielle **5** de longueur L . Elle sont articulées en O' , E et A . On note $\theta = (\vec{y}_0, \vec{x}_4)$ l’angle permettant de repérer la position angulaire de la bielle **4**.
- Le mécanisme à ciseaux est composé du plateau **3** portant la nacelle, des barres **1** et **2** et de leurs symétriques **1'** et **2'** par rapport au plan $(O, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$. Les barres **1** et **2** (resp. **1'** et **2'**) sont



Vue d'ensemble



Système de transformation de mouvement

Figure 6 – Berce-bébé automatisé et son système de transformation de mouvement

articulées en D (resp. D'). Les barres $\mathbf{1}$ et $\mathbf{1}'$ (resp. $\mathbf{2}$ et $\mathbf{2}'$) sont en liaison pivot avec le bâti en O (resp. en A). Enfin, les barres sont en liaisons ponctuelle en B, C, B' et C' . Chaque barre a une longueur λ . On note $\beta = (\vec{x}_0, \vec{x}_1)$ l'angle permettant de repérer la position angulaire de la barre $\mathbf{1}$.

- Sous l'action du système bielle-manivelle, le plateau $\mathbf{3}$ du mécanisme à ciseaux est mis en translation. On notera $\vec{O'A} = y\vec{y}_0$.
- Afin de faciliter le déplacement du plateau $\mathbf{3}$ et donc de la nacelle vers le haut, un ressort non représenté est accroché entre les points R et R' tels que $\|\vec{CR}\| = \|\vec{C'R'}\| = \rho$. On note $\|\vec{RR'}\| = x$.

On insiste sur le fait que plusieurs liaisons pivot se superposent aux points O et A .

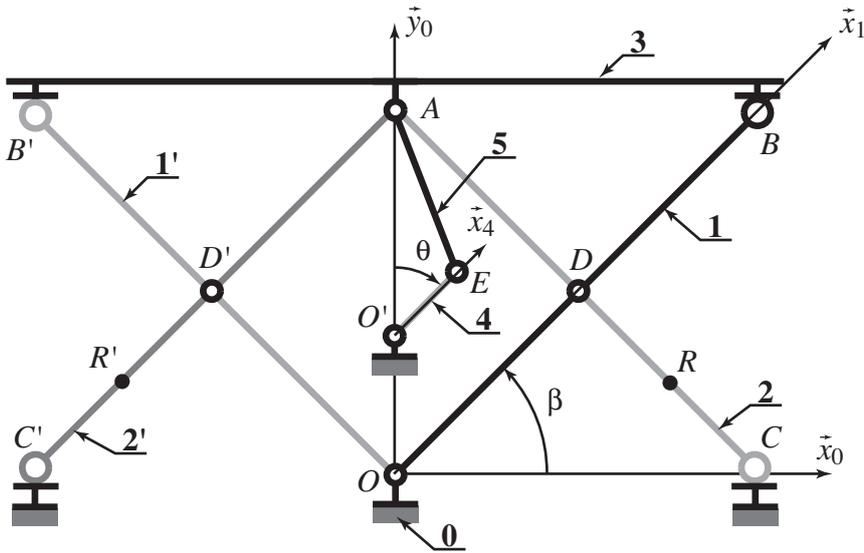
- (A) Le degré de mobilité cinématique du mécanisme, tel qu'il est modélisé sur la **Figure 7** et considéré en 2D, est égal à 2.
- (B) Le mécanisme, tel qu'il est modélisé sur la **Figure 7** et considéré en 2D, a un degré d'hyperstatisme égal à 2.
- (C) En notant $\vec{O'A} = y\vec{y}_0$, on montre que :

$$y = e \cos \theta + L \sqrt{1 + \left(\frac{e}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}$$

- (D) On note $\|\vec{RR'}\| = x$. On a alors :

$$x = 2 \frac{\lambda - \rho}{\lambda} \left[\lambda^2 - (h + y)^2 \right]$$

- (E) Le ressort accroché entre les points R et R' a une raideur k et une longueur à vide l_0 . Les masses et inerties de toutes les pièces sont négligées mise à part la masse M de la nacelle et



$AC = OB = 2AD = 2OD = \lambda$
 $CR = C'R' = \rho$
 $OO' = h$
 $O'E = e$
 $EA = L$
 $RR' = x$

$\vec{O'A} = y \vec{y}_0$

Remarque : Plusieurs liaisons pivot se superposent en A et O

Figure 7 – Modélisation cinématique du système de transformation de mouvement vertical

du bébé posés sur le plateau 3. Toutes les liaisons sont parfaites. On note C_m le couple moteur en O' fourni à la manivelle 4. On montre alors que :

$$C_m \theta = k(x - l_0) \dot{x} - Mg \dot{y}$$

où $\vec{g} = -g \vec{y}_0$ est le champs de gravité et \dot{x} désigne la dérivée de x par rapport au temps.

Exercice 10

On souhaite réaliser un capteur d'effort à l'aide d'une poutre sur deux appuis afin de peser une charge en mouvement dont l'action est modélisée par une charge concentrée $\vec{Q} = -Q \vec{y}$ (Figure 8).

La poutre est de longueur L et de section constante S . Celle-ci est en liaison pivot en A et en appui simple en son extrémité B avec le bâti. La charge \vec{Q} est appliquée au point M dont la position est telle que $\vec{AM} = a \vec{x}$. Deux points de mesure I et J sont repérés le long de la poutre tels que $\vec{AI} = \alpha \vec{x}$ et $\vec{BJ} = -\alpha \vec{x}$. On se place en 2D et on donne les torseurs des actions mécaniques de liaison du bâti 0 sur la poutre en A et B :

$$\{\mathcal{T}_{(0 \rightarrow A)}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} X_A & - \\ Y_A & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{(A, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad \text{et} \quad \{\mathcal{T}_{(1 \rightarrow B)}\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & - \\ Y_B & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{(B, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

Le matériau est supposé homogène, élastique et isotrope, de module d'Young E . On se place dans le cadre de la théorie d'Euler-Bernoulli. Classiquement, dans le cadre de la théorie des poutres, on prendra comme convention que le torseur de cohésion le long de la poutre au point G d'abscisse x représente les actions mécaniques intérieures exercées par la partie avale ($> x$) sur la partie amont ($< x$).

(A) On montre que :

$$\begin{cases} X_A = 0 \\ Y_A = \frac{Qa}{L} \\ Y_B = Q \left(1 - \frac{a}{L}\right) \end{cases}$$

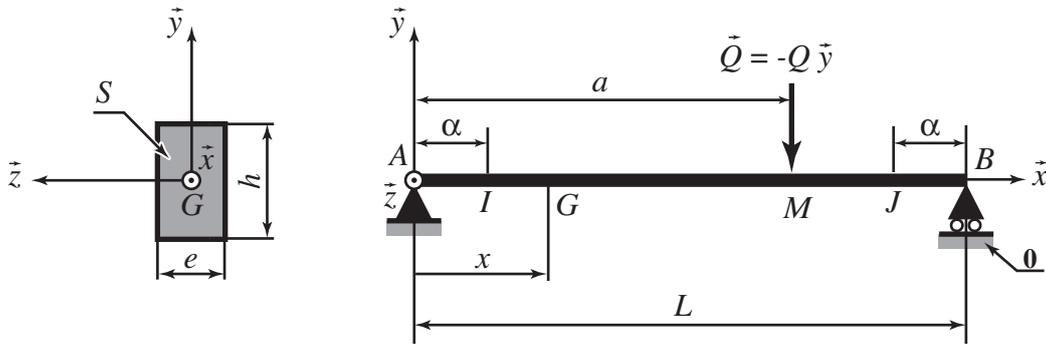


Figure 8 – Poutre de section rectangulaire en flexion

(B) L'effort tranchant suivant \vec{y} et le moment fléchissant selon \vec{z} en G pour $0 < x < a$ sont :

$$\begin{cases} T_y = -Q \left(1 - \frac{a}{L}\right) \\ M_{fz}(x) = Qx \left(1 - \frac{a}{L}\right) \end{cases}$$

(C) L'effort tranchant suivant \vec{y} et le moment fléchissant selon \vec{z} en G pour $a < x < L$ sont :

$$\begin{cases} T_y = -\frac{Qa}{L} \\ M_{fz}(x) = -\frac{Qa}{L}(L-x) \end{cases}$$

(D) L'effort tranchant suivant \vec{y} et le moment fléchissant selon \vec{z} aux points de mesure I et J sont tels que :

$$T_y(J) - T_y(I) = Q \quad \text{et} \quad M_{fz}(J) + M_{fz}(I) = Q\alpha$$

(E) Des jauges de déformations sont collées en I et J sur la face du dessous de la poutre telles qu'elles mesurent la déformation axiale dans la direction \vec{x} . Les déformations axiales mesurées en I et J sont notées respectivement ϵ_I et ϵ_J . On montre que quel que soit a et donc quelle que soit la position de la charge \vec{Q} :

$$Q = \frac{eh^2}{6\alpha} E (\epsilon_I + \epsilon_J)$$

Exercice 11

On donne le dessin de définition partiel de la pièce représentée en **Figure 9**.

- (A) Le contrôle de la côte repérée par d) exige que la pièce puisse rentrer dans un gabarit de largeur 40.1 mm .
- (B) On s'intéresse aux deux spécifications repérées par a) et b) en **Figure 9**. La spécification géométrique de planéité b) implique automatiquement la vérification de la spécification de localisation a) située juste en dessous.
- (C) Pour la spécification repérée par c), le système de références spécifiées $\boxed{A \mid B}$ n'est pas équivalent au système de références spécifiées $\boxed{B \mid A}$.

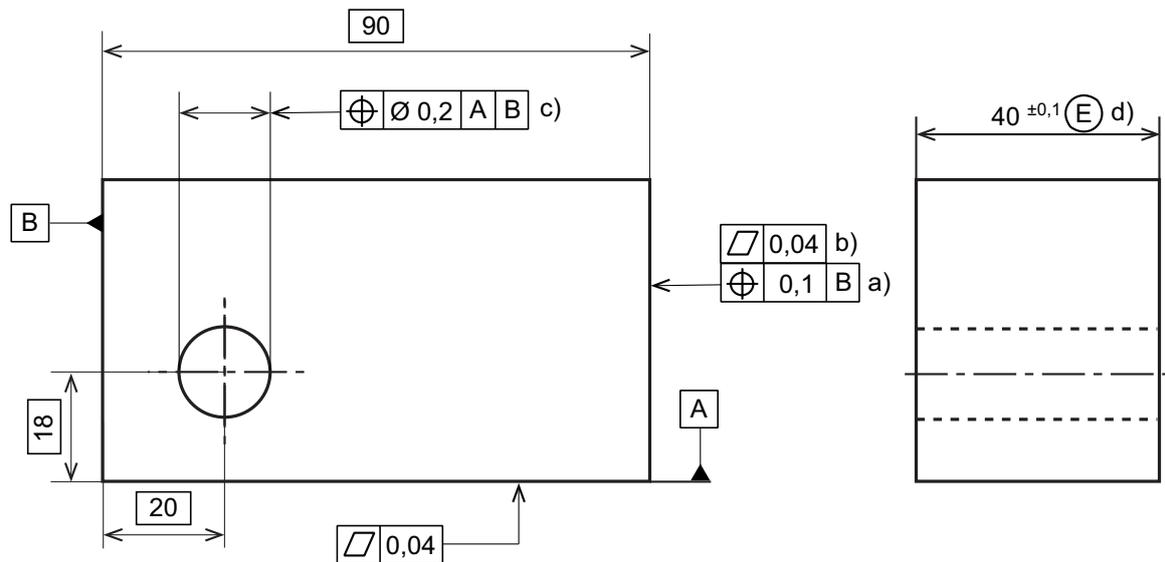


Figure 9 – Dessin de définition partiel de la pièce

- (D) Le plan de la référence spécifiée **B** de la spécification a) est identique au plan de la référence spécifiée **B** de la spécification c).
- (E) Pour la spécification repérée par c), la forme de la zone de tolérance est un cylindre droit dont la section droite est un carré de largeur 0.2 mm .

Exercice 12

On donne une vue en coupe d'un réducteur à engrenages conique et cylindrique en **Figure 10**.

- (A) En fonctionnement en réducteur, l'arbre **1** est l'arbre d'entrée du mécanisme et reçoit la puissance motrice.
- (B) Le roulement **7** admet un angle de rotulage pouvant aller jusqu'à 1° .
- (C) Les roulements **1** et **2** sont montés en O.
- (D) La cale **12** et l'entretoise **8** permettent de régler la précharge dans la paire de roulements **5** et **6**.
- (E) Les bagues entretoises **10** et **11** permettent le réglage axial de l'arbre **3**.

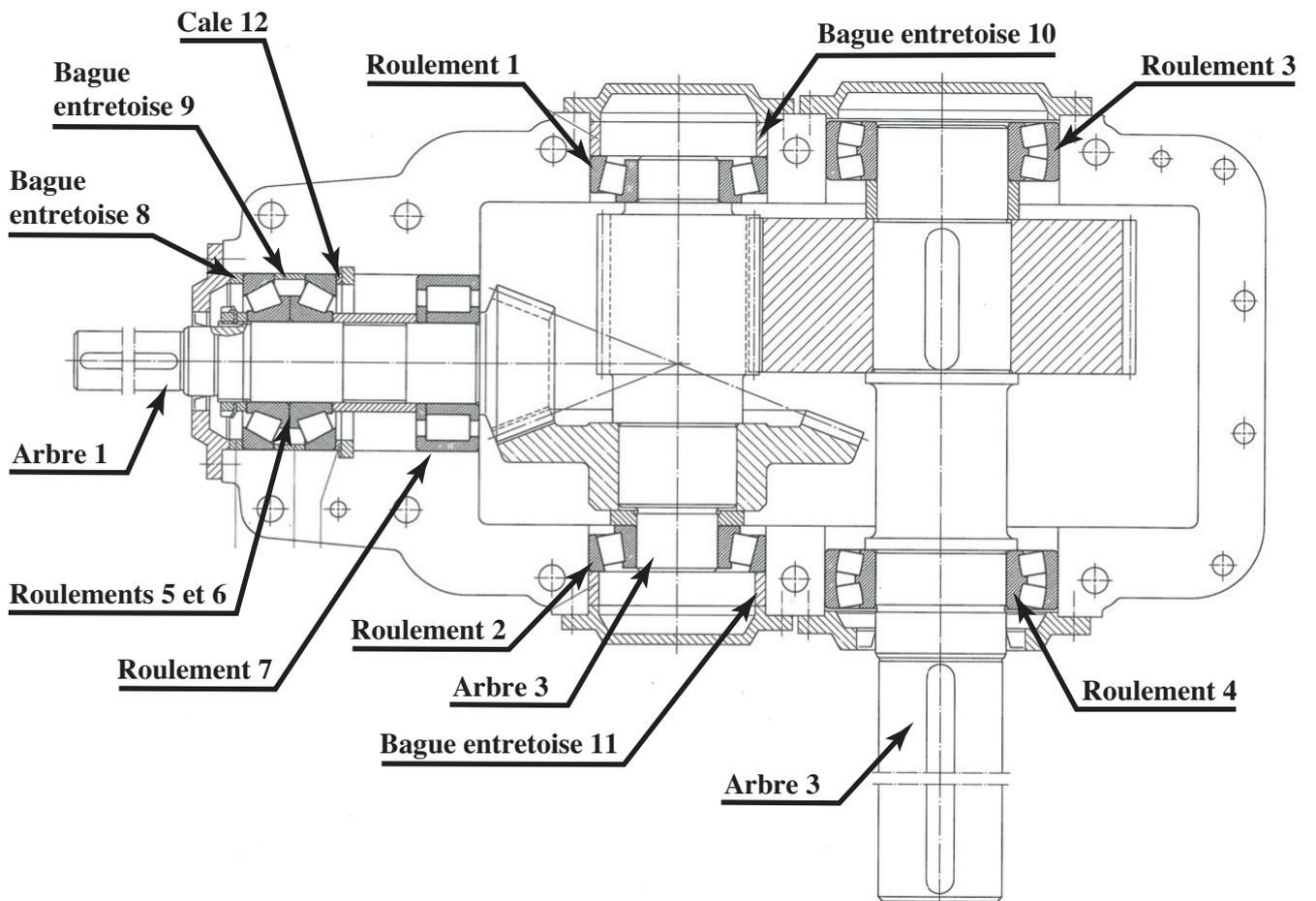


Figure 10 – Réducteur à engrenages conique et cylindrique (source FAG)