

DATE	HEURE DÉBUT	HEURE FIN
25/05/24	8 h 10	12 h 10

MPSI

S.I.I.

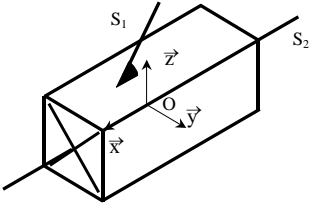
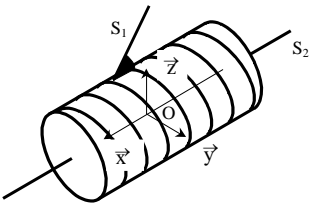
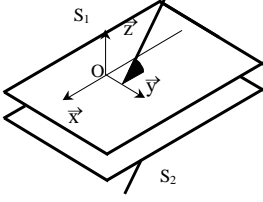
LILLONI 169

CONSIGNES	Calculatrice	OUI <input checked="" type="checkbox"/>	NON <input type="checkbox"/>
	Documents	OUI <input type="checkbox"/>	NON <input checked="" type="checkbox"/>
	<ul style="list-style-type: none"> - Sortie aux toilettes autorisées uniquement à partir de 9h15 - Pas de téléphone sinon exclusion immédiate. - Les <u>résultats</u> sont à encadrer (points en moins sinon) - 1 feuille de document réponse pour les questions de cours et 3 exercices à rendre sur des <u>copies doubles séparées</u> 		

Questions de cours

NOM :

Question 1 : Compléter les colonnes « nombre de degrés de liberté » et « torseur statique des actions mécaniques transmissibles » en précisant le(s) point(s) de réduction possible(s).

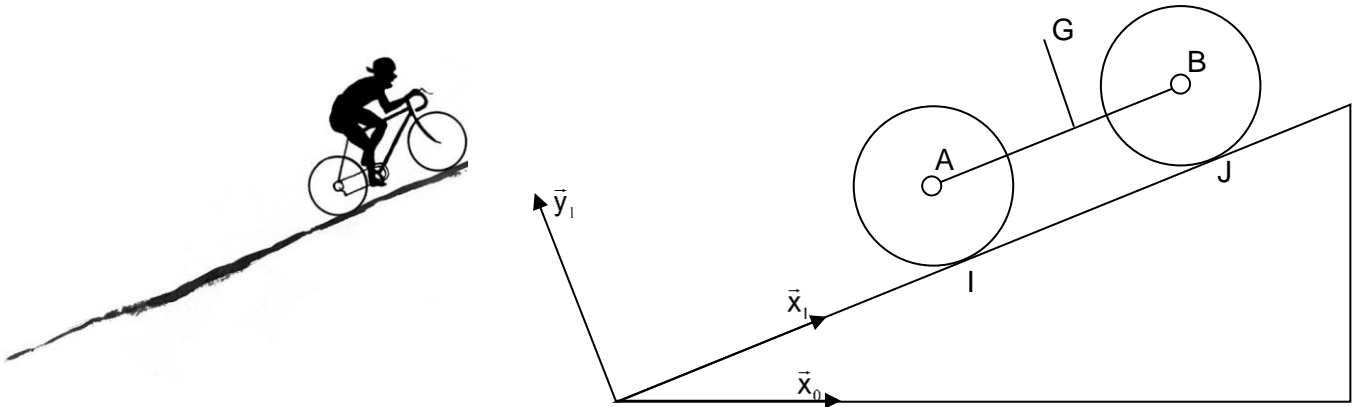
	Nombre de degrés de liberté	Schéma cinématique en perspective	Torseur statique des actions mécaniques transmissibles dans la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$
Liaison glissière de direction \vec{x}			
Liaison hélicoïdale d'axe (O, \vec{x}) de pas p			
Liaison appui plan de normale \vec{z}			

Question 2 :
 Donner la relation de dualité entre torseur cinématique et d'actions mécaniques transmissibles par une liaison parfaite en précisant les notations des torseurs utilisées. Expliquer ce qu'elle traduit en termes de puissances.

Question 3 :
 Qu'est-ce qu'un couple ? Ecrire le torseur sous la forme correspondante en spécifiant les définitions intégrales de ses éléments de réduction.

Equilibre d'un 2 roues à basse vitesse

Objectif : Déterminer les conditions d'équilibre et d'adhérence d'un 2 roues à basse vitesse.



Paramétrage géométrique :

- $(\vec{x}_0, \vec{x}_1) = \alpha$ angle paramétrant l'inclinaison de la route par rapport à l'horizontale.
- R le rayon des roues.
- On considère le vélo constitué principalement des roues 1 et 2 et du cadre 3.
- I et J points de contact respectifs de la roue arrière 1 et avant 2 avec le sol 0 : $\vec{IJ} = L\vec{x}_1$.
- A et B centre des pivots respectifs des roues arrière 1 et avant 2.
- G centre de gravité de l'ensemble $E = \text{cycliste} + \text{vélo}$: $\vec{AG} = x_G\vec{x}_1 + y_G\vec{y}_1$ soit $\vec{JG} = (x_G - L)\vec{x}_1 + (y_G + R)\vec{y}_1$

Paramétrage efforts, masse :

- Le contact pneu sol est caractérisé par le facteur de frottement f.
- Les forces de contact du sol sur les roues en I et J seront caractérisées par les résultantes respectivement $\vec{R}_I = X_I\vec{x}_1 + Y_I\vec{y}_1$ et $\vec{R}_J = X_J\vec{x}_1 + Y_J\vec{y}_1$
- M masse de l'ensemble cycliste+vélo.
- Le champ de gravité est représenté par le vecteur $\vec{g} = -9,81\text{m.s}^{-2}$
- Les actions (intérieures) motrices générées par le cycliste via la transmission sur la roue arrière sont représentées par le couple $\vec{C}_A = C_A\vec{z}_1$.

Valeurs numériques :

- $L = 1,2\text{m}$; $R = 0,35\text{m}$; $x_G = 0,6\text{m}$; $y_G = 0,8\text{m}$
- $M = 90\text{kg}$; $g = 9,81\text{m/s}^2$; $f = 0,4$
- $\vec{JG} = -0,6\vec{x}_1 + 1,15\vec{y}_1$

Hypothèses complémentaires :

- A vitesse réduite (jusqu'à 12km/h environ) seules les actions décrites ci-dessus sont à considérer.
- Les liens entre actions mécaniques peuvent être déterminés en appliquant le PFS, les quantités d'accélération étant négligeables.
- On considèrera que dans le cas d'une montée lente sans usage des freins, l'action du sol sur la roue avant est telle que la composante $X_J = 0$.

- Q1. Faire le bilan des actions mécaniques extérieures à l'ensemble cycliste+vélo sous forme de torseurs simplifiés par utilisation de l'hypothèse de problème plan.**
- Q2. Préciser les relations entre les composantes respectives de \vec{R}_1 et \vec{R}_J dans le cas de l'adhérence. (loi de Coulomb)**
- Q3. Ecrire le PFS appliqué à l'ensemble E, en J, en projection sur la base $(\vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$.**

Dans le cas de la montée lente sur une pente à 20% (sans usage des freins $X_J = 0$), pour laquelle $\sin(\alpha) = 0,2$ et $\cos(\alpha) = 0,98$:

- Q4. Déterminer les valeurs des projections des forces de contact roue-sol. L'adhérence est-elle assurée ?**
- Q5. Isoler la roue arrière dont on négligera et en déduire le couple \vec{C}_A occasionnant le dérapage de la roue arrière. Faire un schéma de la roue en y représentant les actions mécaniques.**

MACHINE A DRAPER 5 AXES

PRESENTATION DE LA MACHINE A DRAPER

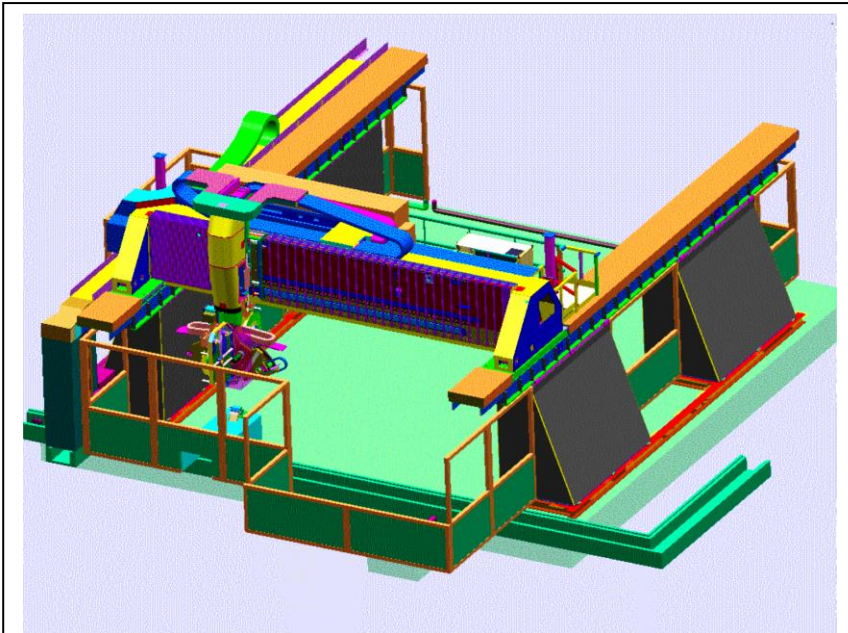


Figure 1 : Machine à draper 5 axes GV
Document Forest-Liné

La devise de l'aéronautique se résume en trois expressions : « plus haut, plus vite, plus loin ». Pour les techniciens de l'aéronautique, cela signifie : « plus léger, plus résistant, plus performant ».

Les démarches d'amélioration continue de la performance de l'outil industriel ont permis, ces dernières années, de diminuer les coûts de production de 35% et de diviser par trois les délais de livraison.

Début 1990, des machines à commande numérique de découpe et de dépose de bande de carbone participent à la fabrication en série des panneaux en carbone de l'ATR72 et des premiers ailerons de l'A340.

Aujourd'hui, ces machines ont encore progressé :

- elles se déplacent à grande vitesse (GV) pour réaliser des pièces de grandes dimensions telles que les poutres ventrales de l'A340-600 (pièces élancées de 16m) et le caisson central appelé tronçon 21 de l'A380 (pièce cubique de 8m x 8m x 2m),
- elles gagnent en souplesse d'utilisation (adaptabilité, polyvalence, bruit) et en productivité,

La proportion de matériau composite dans les avions modernes ne cesse d'augmenter, près de 10% de la masse à vide d'un Airbus A340 ou d'un Boeing 777 et 15 % pour un A380.

LE DRAPAGE DE PRE IMPREGNE

L'opération de drapage est réalisée grâce à la tête de dépose (figure 3) et au rouleau de dépose (figure 4).

Le rouleau de dépose est l'effecteur de cette machine à commande numérique. C'est un cylindre souple de diamètre de 30 mm et de largeur 160 mm. Il se déplace le long de la surface de l'outillage.

Pour chaque épaisseur de carbone à déposer, le cycle de déplacement du rouleau est défini à l'avance par programme informatique et est interprété par le directeur de commande de la machine au fur et à mesure de l'avancement de la dépose. L'alimentation opportune et synchronisée de la bande de carbone prédécoupée sous le rouleau lui fait appliquer les découpes aux endroits définis lors de la conception.

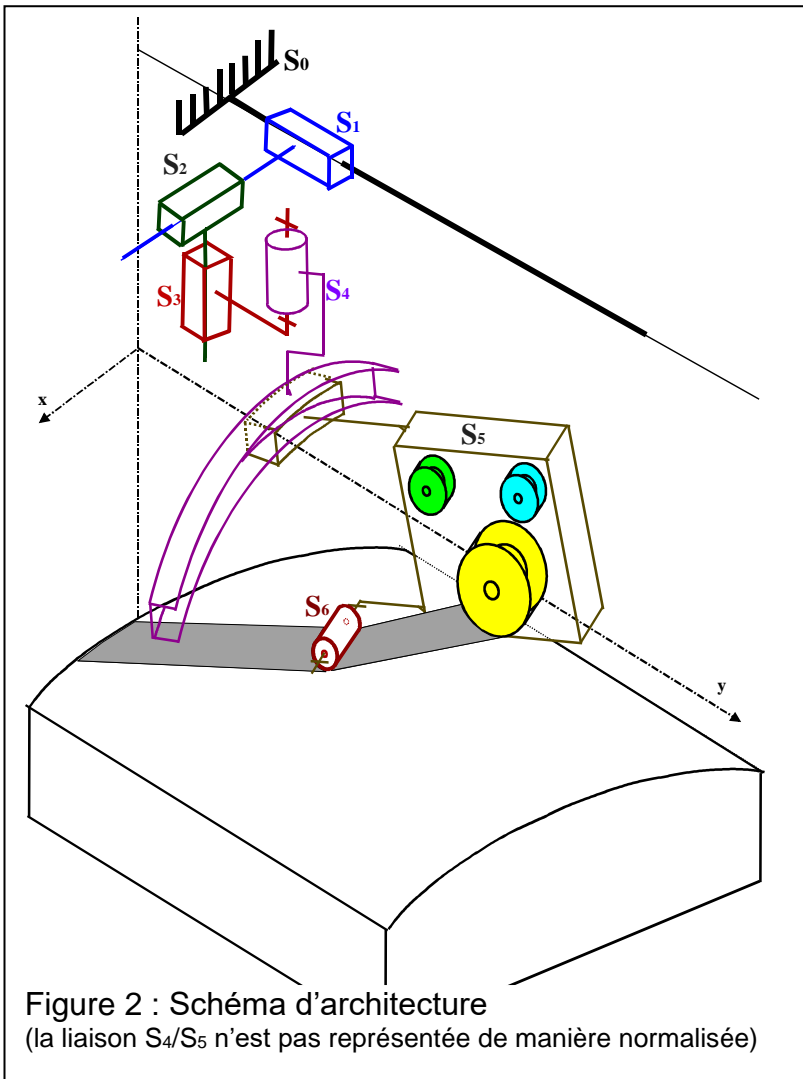
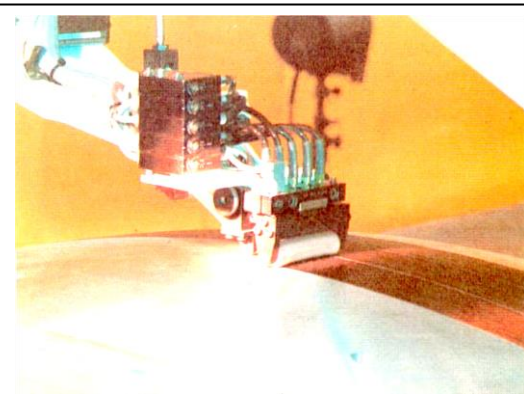


Figure 3 : Tête de dépose en travail

Figure 4 : Rouleau de dépose
Document Forest-Liné

Etude de l'exigence "Effort d'application"

Lors de la dépose de la bande de préimprégné sur l'outillage (figures 4 et 5), le rouleau doit exercer un effort presseur pour plaquer la bande sur l'outillage.

Cet effort est généré par un vérin pneumatique dont la pression est asservie. On se propose de rechercher la pression d'équilibre dans le vérin. La valeur de cette pression est une coordonnée du point d'étude de l'asservissement.

La modélisation de l'ensemble assurant le contact du rouleau sur l'outillage est donnée sur le schéma cinématique ci-contre.

Les sous-ensembles de pièces cinématiquement liées sont les suivants :
 0 – l'unité de drapage considérée fixe par rapport au bâti "machine" défini comme repère galiléen.

- 1 – le corps du vérin
- 2 – la tige du vérin
- 3 – le bras
- 4 – le support du rouleau
- 5 – le rouleau

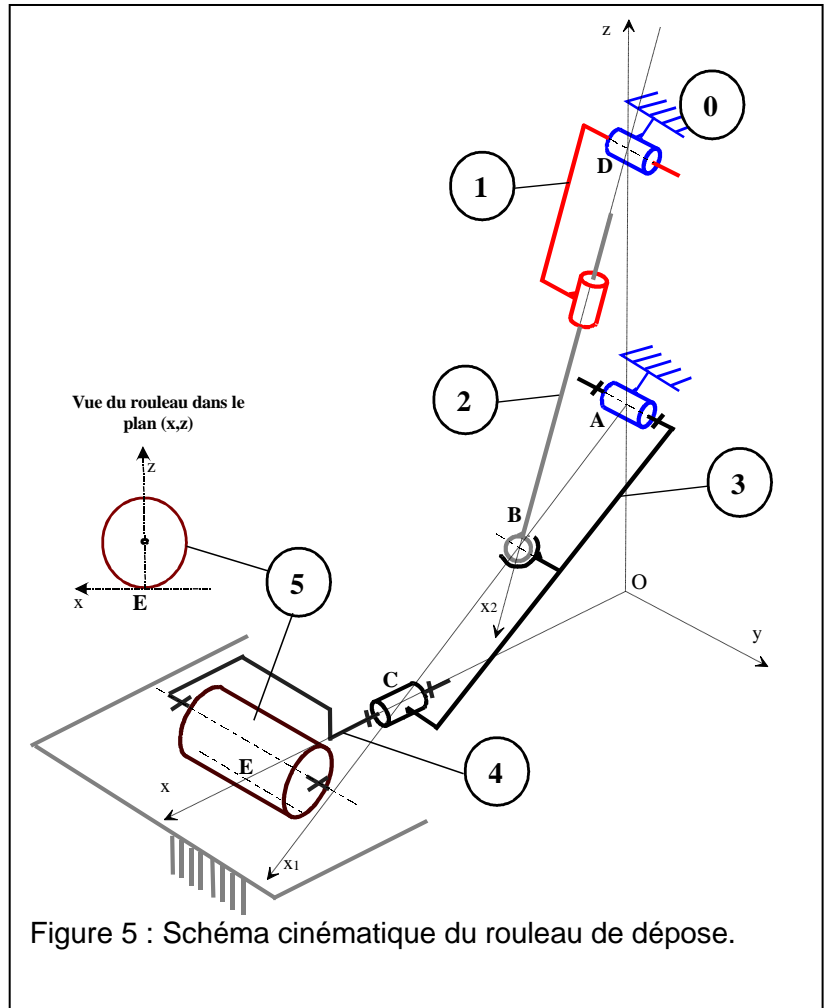


Figure 5 : Schéma cinématique du rouleau de dépose.

Les données géométriques :

$$\overline{AB} = \frac{L}{2} \overline{x_1} ; \overline{AC} = L \overline{x_1} ; \overline{DB} = b \overline{x_2} ; \overline{CE} = a \overline{x} , \overline{OA} = c \overline{z} , \overline{OD} = d \overline{z}$$

l'angle $(\overline{x}, \overline{x_1}) = \theta$; l'angle $(\overline{x}, \overline{x_2}) = \beta$; S section du vérin

Les données numériques :

$$L = 400 \text{ mm} ; a = 35 \text{ mm} ; c = 150 \text{ mm} , d = 675 \text{ mm} , S = 300 \text{ mm}^2$$

Les hypothèses :

- Les liaisons sont toutes considérées parfaites.
- L'action mécanique de la bande sur le rouleau est modélisée par un glisseur d'axe (E, \overline{z}) de résultante $\overline{R}(0 \rightarrow 5) = F \overline{z}$ où $F = 10 \text{ daN}$.
- L'action mécanique de l'air sur le piston 2 est modélisée par le torseur suivant :

$$\{\text{air} \rightarrow 2\} = \begin{Bmatrix} X_{a2} = pS & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{B, \text{ dans la base } B2} \quad B2 \text{ est la base associée au piston 2.}$$

La symétrie matérielle et de chargement permet de traiter le problème de statique comme un problème plan de normale y.

On représentera les actions mécaniques de i sur j exprimé au point P dans la base $B(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ par le

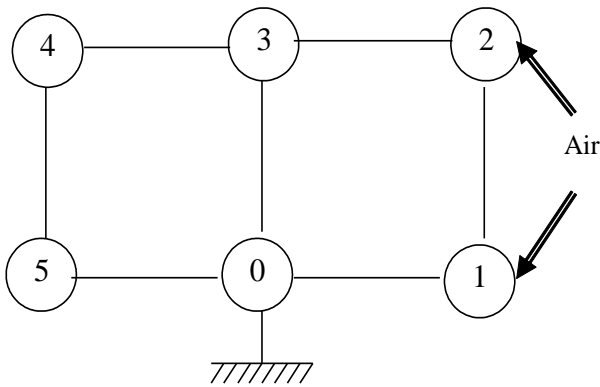
$$\text{torseur : } \left\{ \mathbf{T}_{i \rightarrow j} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}(i \rightarrow j) = X_{ij}\vec{x} + Y_{ij}\vec{y} + Z_{ij}\vec{z} \\ \vec{M}(P, i \rightarrow j) = L_{ij}\vec{x} + M_{ij}\vec{y} + N_{ij}\vec{z} \end{array} \right\}_P = \left\{ \begin{array}{ll} X_{ij} & L_{ij} \\ Y_{ij} & M_{ij} \\ Z_{ij} & N_{ij} \end{array} \right\}_{P, \text{ dans la base ...}}$$

et en modélisation plane de normale \vec{y} $\left\{ \mathbf{T}_{i \rightarrow j} \right\}_M = \left\{ \begin{array}{ll} X_{ij} & - \\ - & M_{ij} \\ Z_{ij} & - \end{array} \right\}_{M,B}$

Question 1 :

Reproduire sur votre copie le schéma cinématique en représentation plane dans le plan (O, \vec{x}, \vec{z}) en respectant les positions de points imposées par les données géométriques ainsi que la juste représentation des liaisons en vue plane.

On prendra soin de mettre en évidence les axes des repères associés aux différents solides \vec{x}_i .



On donne le graphe de structure du mécanisme ci-dessous :

- L_{01} : liaison pivot glissant d'axe (D, \vec{y})
- L_{12} : liaison pivot glissant d'axe (D, \vec{x}_2)
- L_{23} : liaison sphérique (rotule) en B.
- L_{03} : liaison pivot d'axe (A, \vec{y})
- L_{50} : liaison linéaire rectiligne de normale \vec{z} et de direction (E, \vec{y}) .

Question 2 :

Donner les noms manquants et les caractéristiques géométriques des liaisons du graphe de structure.

Question 3.1 :

Donner la forme des torseurs d'actions mécaniques transmissibles par les liaisons sans l'hypothèse de problème plan dans un premier temps.

Question 3.2 :

Dans l'hypothèse de problème plan, simplifier l'écriture des torseurs d'actions transmissibles par les liaisons.

Question 4 :

Combien y a-t-il d'inconnues de liaisons au total pour l'ensemble de ces torseurs en problème plan ?

Combien de solides ou ensemble de solides faut-il alors isoler au minimum pour les calculer ?

Question 5 :

Isoler l'ensemble {1,2,air}. Il n'est soumis qu'aux actions de 3 et 0. Appliquer le PFS et démontrer que $\vec{R}(3 \rightarrow 2)$ et $\vec{R}(0 \rightarrow 1)$ sont directement opposés et dirigés par \vec{DB} .

Question 6 :

Isoler 2 et démontrer que $\vec{R}(\text{air} \rightarrow 2) = -\vec{R}(3 \rightarrow 2)$.

Question 7 :

Isoler l'ensemble {3,4,5}. Démontrer que $\vec{R}(\text{air} \rightarrow 2) = -\frac{(a + L \cos \theta)F}{\frac{L}{2} \sin(\beta - \theta)} \vec{x}_2$.

En écrivant la fermeture géométrique $\vec{AB} + \vec{BD} + \vec{DA} = \vec{0}$ on peut montrer que : $\tan \beta = \frac{d - \frac{L}{2} \sin \theta}{\frac{L}{2} \cos \theta}$

Question 8 :

Calculer numériquement β puis $\|\vec{R}(\text{air} \rightarrow 2)\|$ avec $\theta = 20^\circ$.

Question 9 :

Déterminer la pression p nécessaire. On vérifiera la cohérence du résultat sachant que la pression pneumatique disponible dans une usine est de l'ordre de 10 bars.

Pour valider le dimensionnement de la liaison pivot glissant on cherche à vérifier que la pression de contact maximale dans cette liaison ne dépasse pas $p_{\text{lim}} = 50 \text{ N/mm}^2$, pression de contact supportée par la bague autolubrifiée utilisée dans cette liaison dans ces conditions de fonctionnement. La géométrie de la bague est définie par son diamètre intérieur d_1 et sa longueur L :

Modèle

On suppose toujours les symétries matérielles et de chargement du mécanisme vérifiées permettant de représenter le chargement de la liaison pivot glissant 0/1 par le torseur suivant :

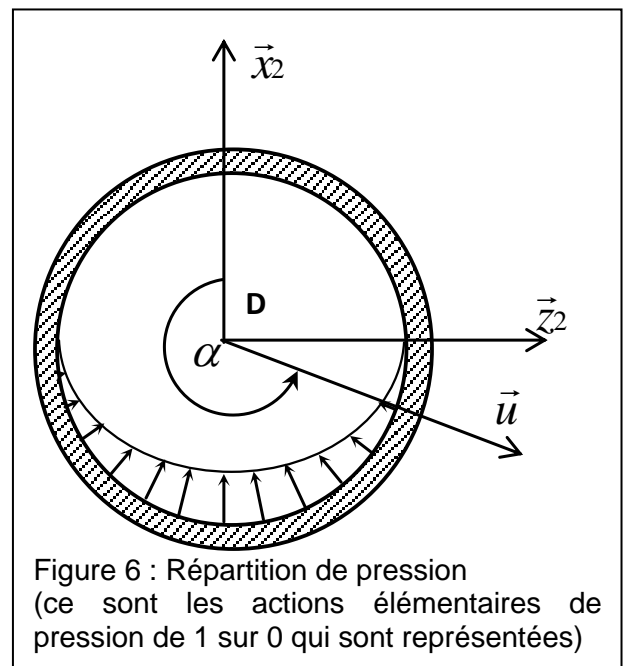
$$\{\mathbf{T}_{1 \rightarrow 0}\}_D = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}(1 \rightarrow 0) = X_{10} \vec{x}_2 \\ \vec{M}(D, 1 \rightarrow 0) = \vec{0} \end{array} \right\}_D \quad \text{avec} \quad X_{10} = 260 \text{ N}$$

On fait l'hypothèse d'une répartition de pression proportionnelle à la déformation de la bague. En supposant l'axe lié à 0 infiniment rigide et la liaison sans jeu, on peut écrire cette répartition de pression de la manière suivante :

$$p(\alpha) = -p_{\text{max}} \cos \alpha \quad \text{sur la moitié de la bague définie par}$$

$$\frac{\pi}{2} < \alpha < \frac{3\pi}{2} \quad \text{conformément à la figure 6 :}$$

$d_1 = 16 \text{ mm}$ et $L = 20 \text{ mm}$



Question 10 :

Déterminer p_{max} . Comparer à $p_{\text{lim}} = 50 \text{ N/mm}^2$.

COLLEUSE DE LAMELLE



Mise en situation

Le groupe TECH-INTER commercialise du matériel de laboratoire d'histopathologie. Cette spécialité médicale consiste à découper des tissus d'organes en fine épaisseur (4-5 μm). Ces tissus sont ensuite collés sur des lames de verres de 2 mm d'épaisseur (photo 2 document 2) puis colorés chimiquement dans un automate. Pour certains tissus, il est nécessaire de coller sur les tissus colorés une lamelle de verre de 0,3 mm d'épaisseur afin de les protéger (photo 3 document 2). Cette dernière opération est très délicate à effectuer manuellement et très longue, une étude pouvant comporter plusieurs centaines de lames.

L'appareil appelé « Colleuse de lamelle » automatise ce procédé (photo ci-contre et photo 1 document 1).

Analyse statique de l'élévateur de rack

Le schéma cinématique (Document 2) représente le système d'élévateur de rack. Un moteur non représenté exerce sur l'axe **10** un couple moteur **Cm** inconnu, ce dernier entraîne par un système vis-écrou comportant un pas à droite, le support de rack **11** qui supporte une charge **P** connue. Les poids sont négligés. Le système est considéré comme spatial.

Le mouvement étant très lent, on peut supposer que l'ensemble est à l'équilibre par rapport au repère galiléen R_0 . Le but est de valider le couple moteur choisi par le constructeur.

Le couple moteur nominal en charge est égal à 1 N.m. pour une charge **P = 100N**.

Les liaisons sont supposées parfaites.

Les torseurs couple moteur et charge sont les suivants :

$$\{F_{mot \rightarrow 10}\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & Cm \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R_0} \quad \{F_{charge \rightarrow 11}\}_O = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -P & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R_0}$$

Notation : le torseur statique des actions d'une pièce *i* sur une pièce *j* écrit au point *M* en projection

dans le repère R_0 s'écrit :

$$\{F_{i \rightarrow j}\}_M = \begin{Bmatrix} X_{i \rightarrow j} & L_{i \rightarrow j} \\ Y_{i \rightarrow j} & M_{i \rightarrow j} \\ Z_{i \rightarrow j} & N_{i \rightarrow j} \end{Bmatrix}_{R_0}$$

Q1. Identifier et écrire le torseur statique de chaque liaison au point demandé. Donner une équation supplémentaire en fonction des caractéristiques du torseur pour la liaison hélicoïdale, faisant intervenir le pas *p* du filetage.

Q2. Ecrire les torseurs statiques des liaisons L'_{0-11} et L''_{0-11} au point O (voir graphe des liaisons document 2), indiquer les calculs des moments.

Q3. Appliquer rigoureusement le PFS et déterminer les 6 équations d'équilibre du solide 10 (moments au point O).

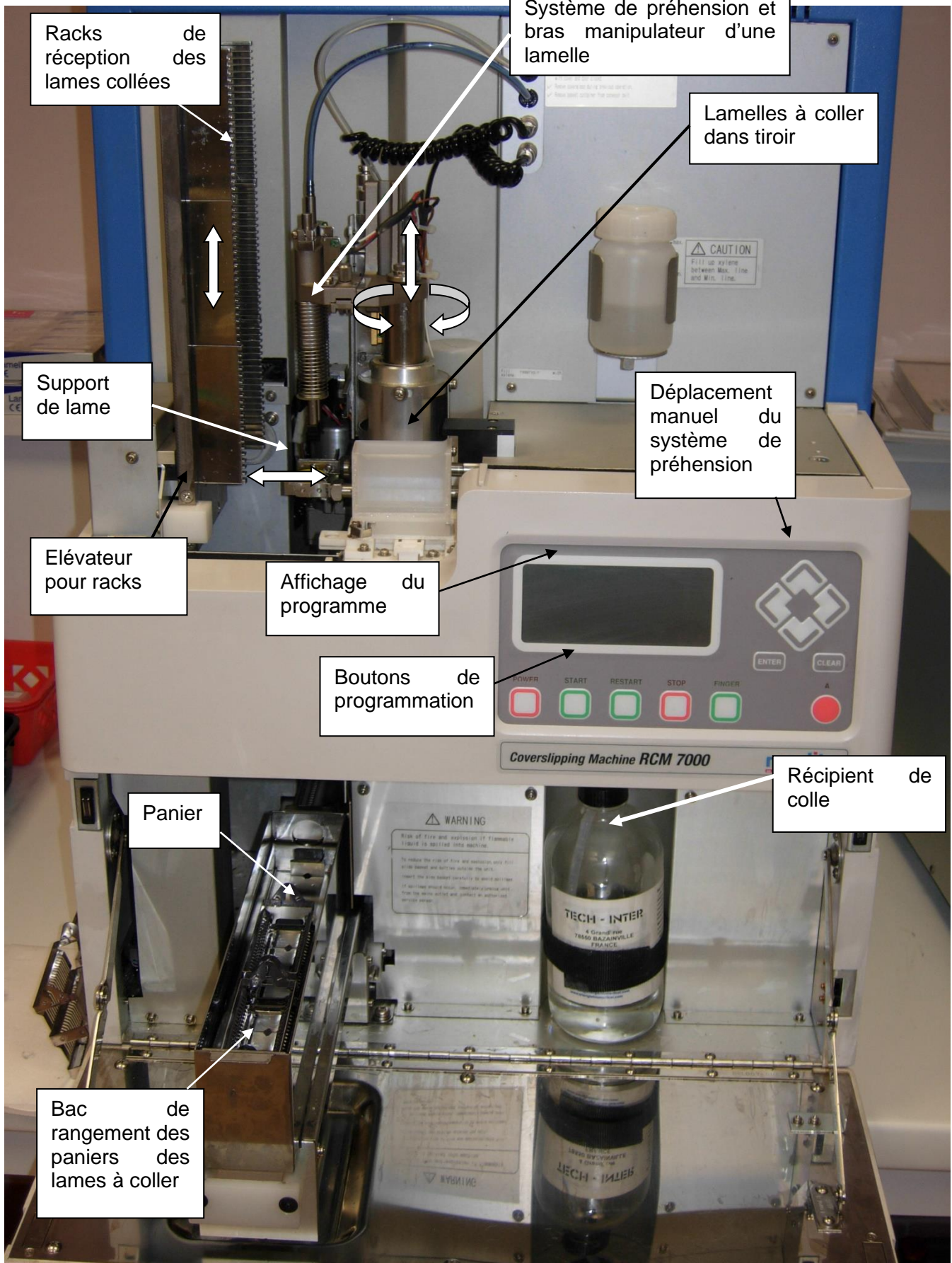
Q4. Appliquer rigoureusement le PFS et déterminer les 6 équations d'équilibre du solide 11 (moments au point O).

Q5. Déterminer le couple moteur *Cm* en fonction de la charge *P* et du pas *p*.

A.N. : calculer *Cm* pour $p = 6,28 \text{ mm}$ (pour un tour) et $P = 100 \text{ N}$. Conclure.

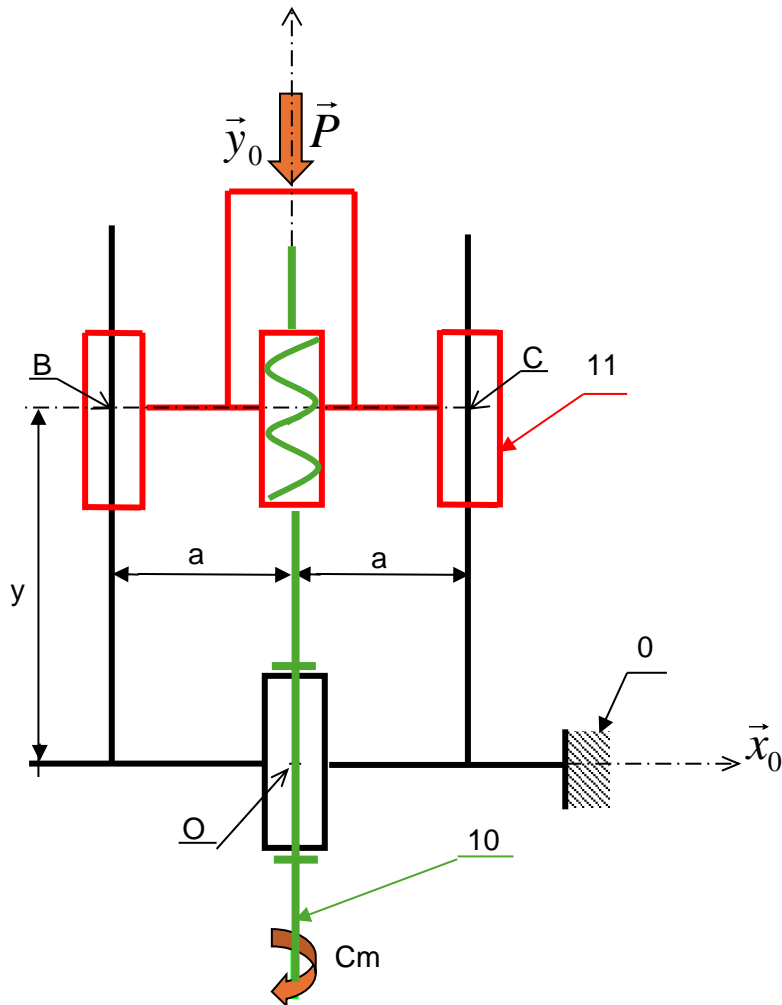
DOCUMENTS ANNEXES

Document 1 : Colleuse de lamelle



Document 2 Système d'élévateur de rack

Schéma cinématique + efforts extérieurs :



Graphe des liaisons :

