

Barème :

**Éléments de corrigé :**

**I. ANALYSE FONCTIONNELLE DU VIBREUR D'OLIVIER :**

**Q1 :**

- 1 FT22 : Générer les vibrations
- FT212 : Approcher la pince de l'olivier
- M211 : Buggy
- M214 : Pince hydraulique

**II. ETUDE DE LA FONCTION FT 214 : SERRER LE TRONC DE L'OLIVIER :**

**2.1 ETUDE DE L'ISOSTACITE DE LA SOLUTION RETENUE POUR LA PINCE :**

**Q2 :** Graphe de structure

- Q3 :** Mobilités internes :  $mi=3$
- rotations de 4C et 4T autour de (CD)
  - rotation de 3T autour de (EF).

**Q4 :**

Degré d'hyperstatisme :

Formule de mobilité cinématique :

$$h = m + 6\gamma - Nc \text{ formule}$$

$m = mu + mi = 5$ ,  $\gamma = 2$ ,  $Nc = 16$ .  
Donc  $h = 1$  (la pince est hyperstatique d'ordre 1).

*1<sup>er</sup> modif veri rotule ou P.Gliss*

**Q5 :** Pour rendre la pince isostatique, remplacer la liaison pivot en E par une rotule. La mobilité interne deviendra  $mi=4$  et  $Nc=18$  donc  $h=0$ .

**2.2 VERIFICATION DU DIMENSIONNEMENT DE LA PINCE :**

**Q6 :** Actions mécaniques :

TRS appliqué sur le bras:

$$\vec{D}_{(verin \rightarrow bras)} + c \cdot \vec{\delta}_{(arbre \rightarrow bras)} + \vec{A}_{(0 \rightarrow bras)} = \vec{0}$$

Projection sur  $\vec{x}$  :  $X_A = 0$

Projection  $\vec{y}$  :  $Y_D + Y_A + c \cdot p = 0$

TMS au point A par projection sur l'axe  $\vec{z}$  :

$$\vec{M}_{A(verin \rightarrow bras)} + \vec{M}_{A(arbre \rightarrow bras)} + \vec{M}_{A(0 \rightarrow bras)} = \vec{0}$$

*1<sup>er</sup> (Y\_D + Y\_A) expression*

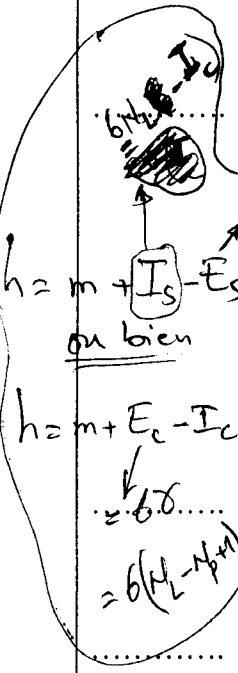
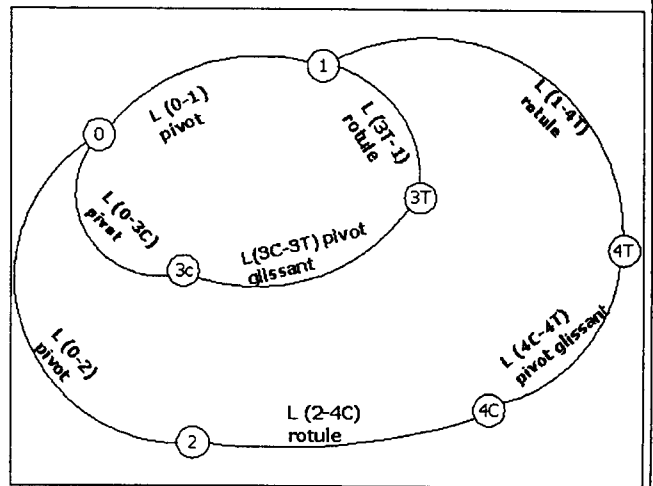
$$a \cdot Y_D = (a + b - \frac{c}{2}) \cdot P \cdot c \Rightarrow Y_D = \frac{c}{a} (a + b - \frac{c}{2}) P \text{ et } Y_A = +Y_D - P \cdot c$$

Application numérique :

$$\vec{R}_{P(arbre \rightarrow bras)} = c \cdot \vec{\delta}_{(arbre \rightarrow bras)} = c \cdot p \vec{y} = 24 \cdot 10^3 \vec{y} \text{ (en Newtons)}$$

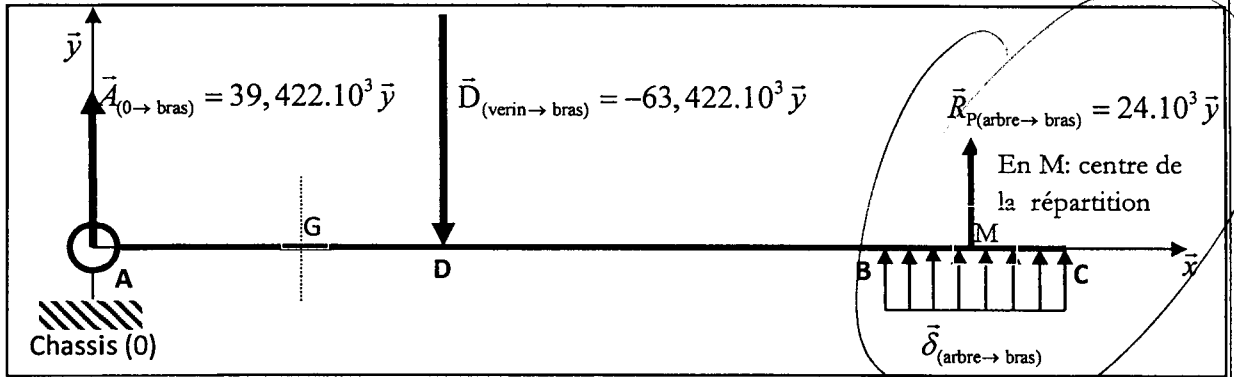
$$\vec{A}_{(0 \rightarrow bras)} = 39,422 \cdot 10^3 \vec{y} \text{ (en Newtons)}$$

$$\vec{D}_{(verin \rightarrow bras)} = -63,422 \cdot 10^3 \vec{y} \text{ (en Newtons)}$$



$h = m + I_s - E_s$   
ou bien  
 $h = m + E_c - I_c$   
 $= 6 \cdot 0 \dots$   
 $= 6(N_L - N_p + m)$

$Y_A = \frac{P \cdot c}{2} \left[ (a + b - \frac{c}{2}) - a \right]$   
 $= \frac{P \cdot c}{2} \left[ b - \frac{c}{2} \right]$



**Q7:** Torseur de cohésion : (la résultante est en (N) et le moment en (Nmm))

- $G \in ]AD[$

$$\{T_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} \bar{R} \\ \bar{M}_G \end{Bmatrix}$$

$$\bar{R} = -\bar{A}_{(0 \to bras)}$$

$$\bar{M}_G = -(\overline{GA} \wedge \bar{A}_{(0 \to bras)}) = Y_A \cdot x\bar{z}$$

*num est non nécessaire*

$$D'où : \{T_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} -39,422 \cdot 10^3 \bar{y} \\ 39,422 \cdot 10^3 x\bar{z} \end{Bmatrix}_G$$

- $G \in ]DB[$

$$\bar{R} = -\bar{A}_{(0 \to bras)} - \bar{D}_{(verin \to bras)}$$

$$\bar{M}_G = -(\overline{GA} \wedge \bar{A}_{(0 \to bras)}) - (\overline{GD} \wedge \bar{D}_{(verin \to bras)}) = Y_A \cdot x\bar{z} + (x-a)Y_D\bar{z}$$

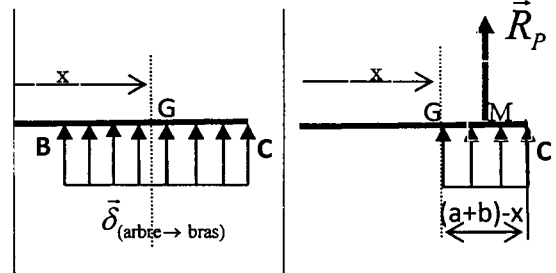
$$D'où : \{T_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} 24 \cdot 10^3 \bar{y} \\ (-24 \cdot 10^3 x + 22,2 \cdot 10^6)\bar{z} \end{Bmatrix}_G$$

- $G \in ]BC[$

$$\bar{R} = \bar{R}_p = (a+b-x)p\bar{y}$$

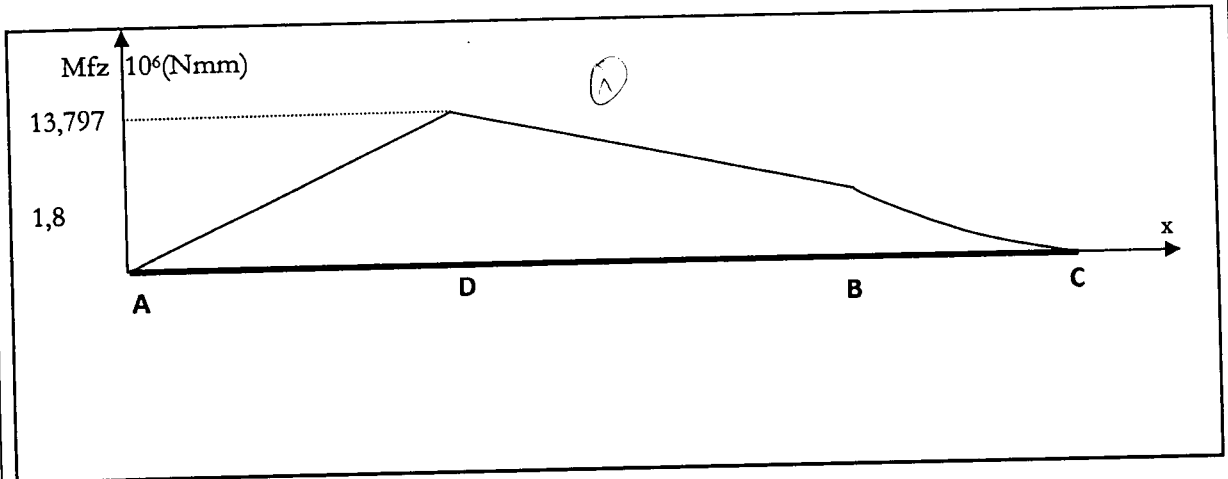
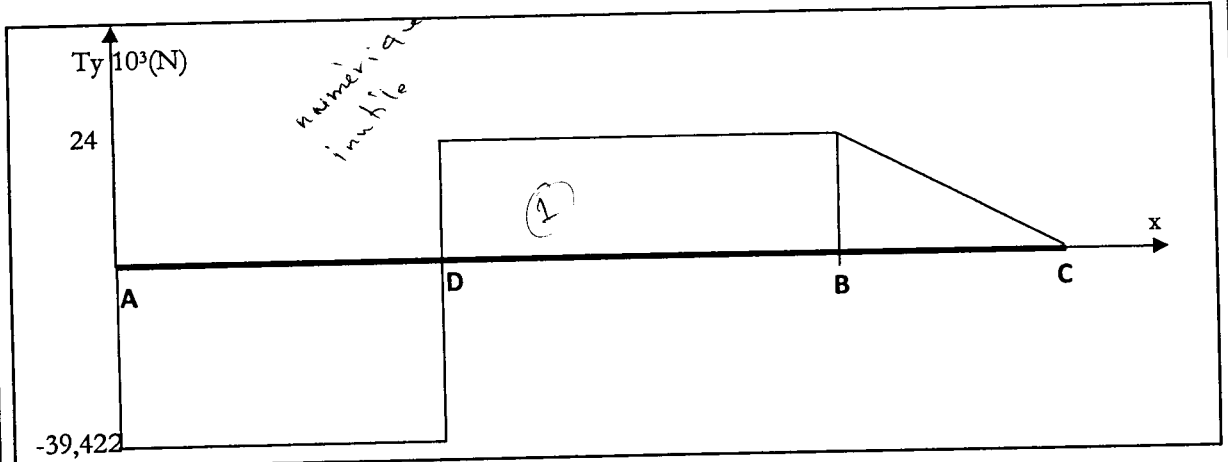
$$\bar{M}_G = (\overline{GM} \wedge \bar{R}_p) = \frac{(a+b-x)^2}{2} p\bar{z}$$

*les deux manières sont acceptées*



$$D'où : \{T_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} (1000-x)p\bar{y} \\ 80(1000-x)^2\bar{z} \end{Bmatrix}_G$$

**Q 8 :** Diagrammes de l'effort tranchant et du moment de flexion :



**Q 9 :** Valeur et la position de  $|Ty|_{\max}$  et  $|Mfz|_{\max}$ .

$|Ty|_{\max} = 24 \cdot 10^3 \text{ N}$

au point D

$|Mfz|_{\max} = 13,797 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$

**Q 10 :** Contrainte normale maximale  $|\sigma_{\max}|$

$\sigma = -\frac{Mfz}{I_{(G,\bar{z})}} \cdot v$

$|\sigma_{\max}| = \frac{|Mfz_{\max}|}{I_{(G,\bar{z})}} \cdot Y_{\max}$

expression 0,5  
num que 0,5

$ Mfz_{\max}  = 13,797 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$	$Y_{\max} = \frac{h}{2} = 50 \text{ mm}$
$I_{(G,\bar{z})} = \frac{h^4}{12} - \frac{(h-2e)^4}{12} = 2,865 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$	$\frac{I_{(G,\bar{z})}}{v} = 57,316 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$

$|\sigma_{\max}| = 240,718 \text{ N/mm}^2 \text{ (ou MPa)}$

**Q 11 :** Coefficient de sécurité :

Condition de résistance :  $|\sigma_{\max}| \leq \frac{\sigma_e}{s}$

Coefficient de sécurité :  $s = \frac{\sigma_e}{|\sigma_{max}|} = 1,32$  coefficient de sécurité acceptable dans le cas des charges appliquées et caractéristiques matériaux bien connues.

**2.3 ETUDE DE LA VITESSE D'IMPACT ENTRE LE BRAS ET L'ARBRE :**

**Q 12 :** On a en D :

$$\vec{V}(D \in 2/0) = \vec{V}(D \in 2/4C) + \vec{V}(D \in 4C/0)$$

D est le centre de la liaison pivot entre (2) et (4C) donc  $\vec{V}(D \in 2/4C) = \vec{0}$

D'où :  $\vec{V}(D \in 2/0) = \vec{V}(D \in 4C/0)$

**Q 13 :** Composition de mouvement en D :

$$\vec{V}(D \in 2/0) = \vec{V}(D \in 4C/0) = \vec{V}(D \in 4C/4T) + \vec{V}(D \in 4T/0)$$

*3 direction 0,5 chaine*

**Q 14 :**  $\vec{V}(D \in 4C/4T) = 0, 2, \vec{u}$

**Q 15 :** voir tracé.

**Q 16 :**  $I_{20} = A$  (centre de la liaison pivot entre (2) et (0))

**Q 17 :** voir tracé.

**III. ETUDE DE LA FONCTION TECHNIQUE FT22 : GENERER LES VIBRATIONS ANALYSE DES SPECIFICATIONS GEOMETRIQUES :**

**Q 17 :** Voir document réponse. *Tableau*

**IV. ETUDE MECANIQUE DU SYSTEME BUGGY + ARBRE OLIVIER:**

**4.1 ETUDE CINEMATIQUE :**

**Q 18 :** La vitesse du point  $O_1$  de  $S_1$  dans son mouvement par rapport à  $S_0$

$${}^{o_i S} \left[ \vec{V}(O_1 \in S_1 / S_0) = \frac{d}{dt} (\overline{O_0 O_1}) \right]_{S_0} = j\vec{y}_0$$

$${}^{o_i S} \left[ \vec{V}(O_2 \in S_2 / S_0) = \vec{V}(O_2 \in S_2 / S_1) + \vec{V}(O_2 \in S_1 / S_0) = j\vec{y}_0 \right]$$

( $O_2$  centre de la liaison pivot entre  $S_2$  et  $S_1$ , le solide  $S_1$  en mouvement de translation par rapport à  $S_0$ ).

**Q 19 :** La vitesse du point  $G_3$  de  $S_3$  dans son mouvement par rapport à  $S_0$

$$1 \left[ \vec{V}(G_3 \in S_3 / S_0) = \frac{d}{dt} (\overline{O_0 G_3}) \right]_{S_0} = j\vec{y}_0 + \dot{x}\vec{x}_2 - x\dot{\theta}\vec{z}_2$$

$$1 \left[ \vec{V}(O_3 \in S_3 / S_0) = j\vec{y}_0 + \dot{x}\vec{x}_2 - (\ell_3 + x)\dot{\theta}\vec{z}_2 \right]$$

**Q 20 :** La vitesse du point  $O_4$  de  $S_4$  dans son mouvement par rapport à  $S_0$ .

$$\vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0) = \vec{V}(O_4 \in S_3 / S_0)$$

$$\vec{V}(O_4 \in S_3 / S_0) = \vec{V}(O_3 \in S_3 / S_0) + \overline{O_4 O_3} \wedge \vec{\Omega}(S_3 / S_0)$$

$$\vec{V}(O_4 \in S_3 / S_0) = \vec{V}(O_3 \in S_3 / S_0) + d\vec{y}_2 \wedge \dot{\theta}\vec{y}_2$$

$$\vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0) = j\vec{y}_0 + \dot{x}\vec{x}_2 - (\ell_3 + x)\dot{\theta}\vec{z}_2$$

**Q 21 :** La vitesse du point  $G_4$  de  $S_4$  dans son mouvement par rapport à  $S_0$

8

6

7

$$\vec{V}(G_4 \in S_4 / S_0) = \vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0) + \vec{\Omega}(S_4 / S_0) \wedge \overline{O_4 G_4}$$

$$\vec{V}(G_4 \in S_4 / S_0) = \vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0) + (\dot{\varphi} \vec{z}_4 + \dot{\theta} \vec{y}_2) \wedge e \vec{y}_4$$

$$\mathcal{P} \quad \vec{V}(G_4 \in S_4 / S_0) = \dot{y} \vec{y}_0 + \dot{x} \vec{x}_2 - (\ell_3 + x - e \sin \varphi) \dot{\theta} \vec{z}_2 - \dot{\varphi} e \vec{x}_4$$

**4.2 ETUDE DYNAMIQUE :**

**Q 22 :** La matrice d'inertie de  $S_4$  au point  $O_4$  :

$$\bar{I}(O_4, S_4) = \bar{I}(G_4, S_4) + \begin{bmatrix} m_4 e^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_4 e^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_4 + m_4 e^2 & 0 & 0 \\ 0 & B_4 & 0 \\ 0 & 0 & C_4 + m_4 e^2 \end{bmatrix}_{(\vec{x}_4, \vec{y}_4, \vec{z}_4)}$$

**Q 23 :** Moment cinétique en  $O_4$  de  $S_4$  dans son mouvement par rapport à  $S_0$ .

$$\vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) = \bar{I}(O_4, S_4) \cdot \vec{\Omega}(S_4 / S_0) + m_4 \overline{O_4 G_4} \wedge \vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0)$$

$$\bar{I}(O_4, S_4) \cdot \vec{\Omega}(S_4 / S_0) = (C_4 + m_4 e^2) \dot{\varphi} \vec{z}_4 + (A_4 + m_4 e^2) \dot{\theta} \sin \varphi \vec{y}_4 + B_4 \dot{\theta} \cos \varphi \vec{z}_4$$

$$m_4 \overline{O_4 G_4} \wedge \vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0) = m_4 e \vec{y}_4 \wedge \dot{y} \vec{y}_0 = -m_4 e \dot{y} \sin \varphi \vec{z}_4$$

$$\vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) = ((C_4 + m_4 e^2) \dot{\varphi} - m_4 e \dot{y} \sin \varphi) \vec{z}_4 = ((C_4 + m_4 e^2) \omega - m_4 e \dot{y} \sin \varphi) \vec{z}_4$$

**Q 24 :** Moment dynamique en  $O_4$  de  $S_4$  dans son mouvement par rapport à  $S_0$  :

$$\vec{\delta}(O_4, S_4 / S_0) \cdot \vec{z}_4 = \left. \frac{d}{dt} \vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) \right]_{S_0} \cdot \vec{z}_4 + m_4 \vec{V}(O_4 / R_0) \wedge \vec{V}(G_4 \in S_4 / S_0) \cdot \vec{z}_4$$

$$\left. \frac{d}{dt} \vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) \right]_{S_0} \cdot \vec{z}_4 = \left( \frac{d}{dt} \vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) \cdot \vec{z}_4 \right) - \vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) \cdot \left. \frac{d}{dt} \vec{z}_4 \right]_{S_0}$$

$$\left. \frac{d}{dt} \vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) \right]_{S_0} \cdot \vec{z}_4 = -m_4 e (\dot{y} \sin \varphi + \dot{y} \dot{\varphi} \cos \varphi)$$

$$\vec{\sigma}(O_4, S_4 / S_0) \cdot \left. \frac{d}{dt} \vec{z}_4 \right]_{S_0} = 0$$

$$m_4 \vec{V}(O_4 / R_0) \wedge \vec{V}(G_4 \in S_4 / S_0) \cdot \vec{z}_4 = m_4 (\dot{y} \vec{y}_0 \wedge (\dot{y} \vec{y}_0 - e \dot{\varphi} \vec{x}_4)) \cdot \vec{z}_4 = m_4 e \dot{y} \dot{\varphi} \cos \varphi$$

$$\vec{\delta}(O_4, S_4 / S_0) \cdot \vec{z}_4 = -m_4 e \dot{y} \sin \varphi$$

**Q 25 :** Moment des actions mécaniques appliquées :

$$\vec{M}_{O_4}(\bar{S}_4 \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4 = \vec{M}_{O_4}(S_3 \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4 + \vec{M}_{O_4}(\text{Moteur} \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4 + \vec{M}_{O_4}(\text{Pesanteur} \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4$$

$$\vec{M}_{O_4}(\bar{S}_4 \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4 = 0 + Cm + (\overline{O_4 G_4} \wedge -m_4 g \vec{y}_0) \cdot \vec{z}_4$$

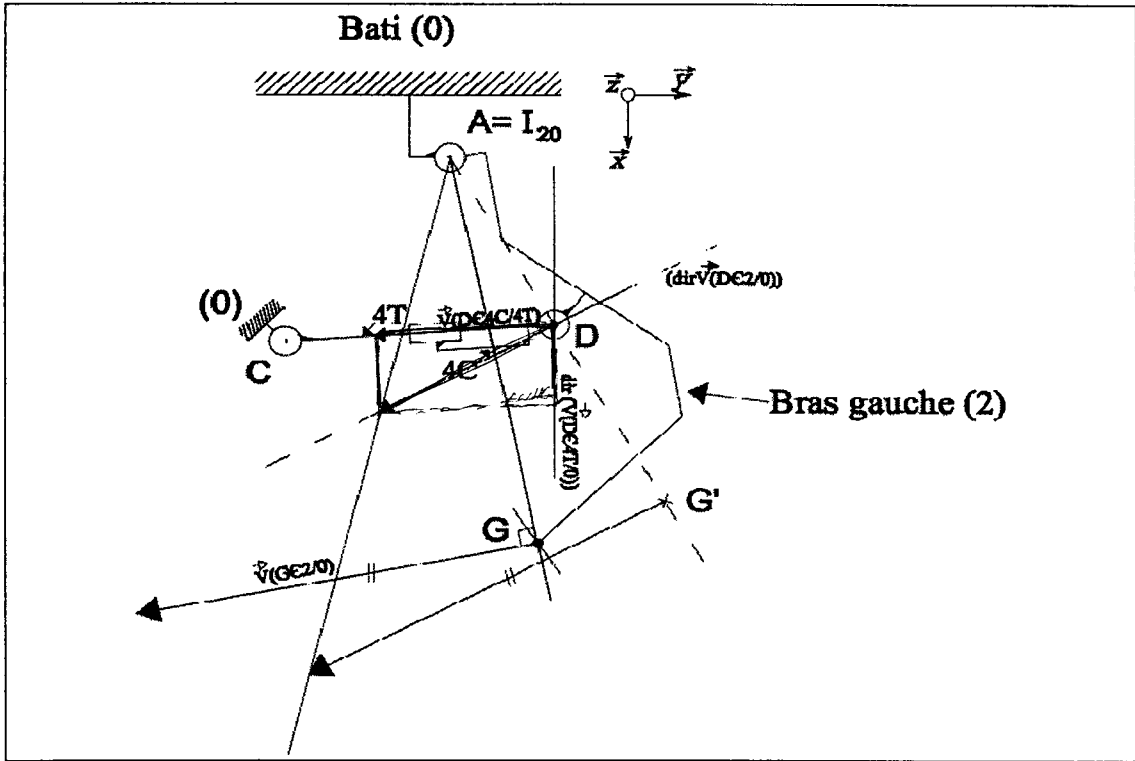
$$\vec{M}_{O_4}(\bar{S}_4 \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4 = Cm - m_4 e g \sin \theta \cos \varphi$$

**Q 26 :** TMD appliqué sur  $S_4$  :

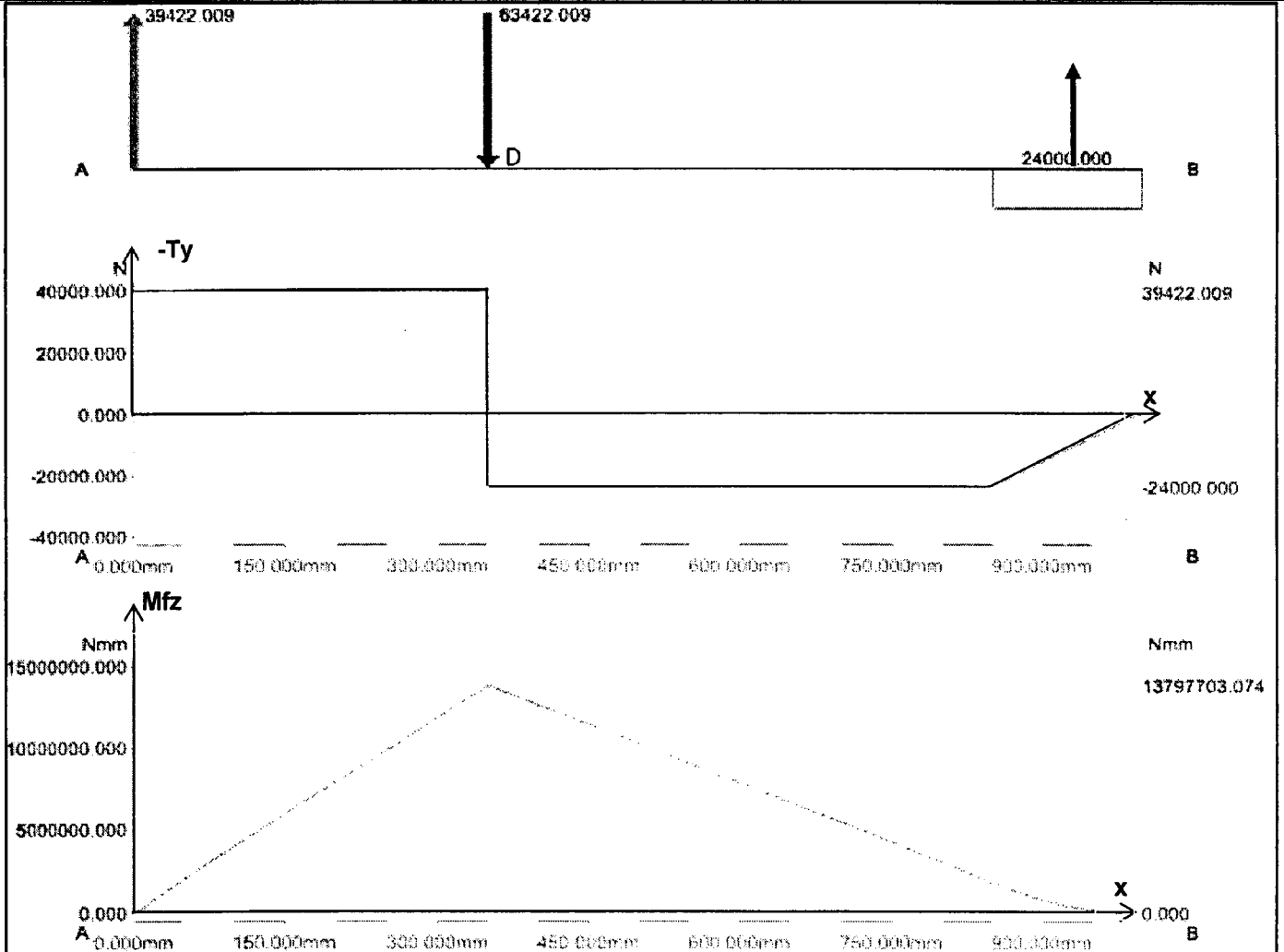
$$Cm = m_4 (e g \sin \theta \cos \varphi - e \dot{y} \sin \varphi)$$

Total :

Cinématique graphique :



Tracé logiciel



**ANALYSE D'UNE SPECIFICATION PAR ZONE DE TOLERANCE**

**TOLERANCEMENT NORMALISE**

Symbole de spécification	
<input type="checkbox"/> Forme	<input checked="" type="checkbox"/> Orientation
<input checked="" type="checkbox"/> Position	<input type="checkbox"/> Battement
∥	⊥
⊕	⊖
⊕	⊖

**Condition de conformité :**

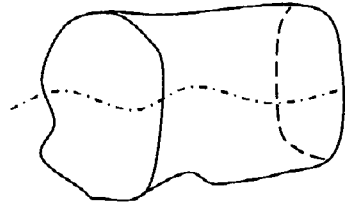
L'élément tolérancé doit être entièrement compris dans la zone de tolérance.

**ELEMENTS NON IDEAUX**  
(points, lignes ou surfaces réelles)

**Elément(s) Tolérancé(s)**

**Unique-Groupe**

Ligne réelle  
nominalement rectiligne.  
Axe réel d'une surface  
nominalement cylindrique

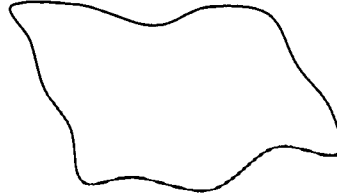


**Elément(s) de référence**

**Unique-Multiples**

Surface réelle  
nominalement plane

*2 p x*



**Référence(s) Spécifiées(s)**

**-Simple -Commune -Système**

Plan « P »  
parfait tangent du cote libre de la matière minimisant l'écart maxi

*2 p x*

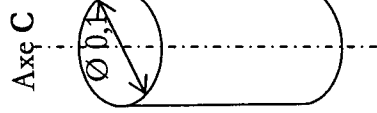


**Zone de tolérance**

**-Simple -Composée**

Volume limité par un cylindre d'axe « C » de diamètre 0,1

*2 p x*

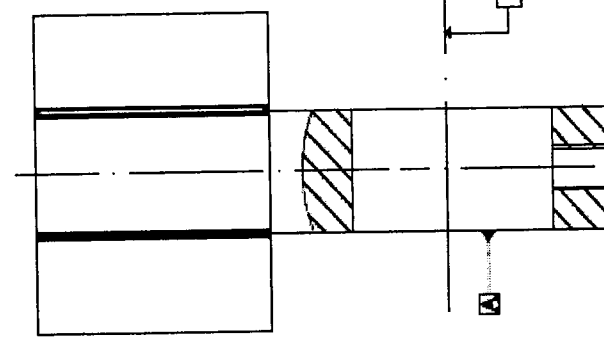
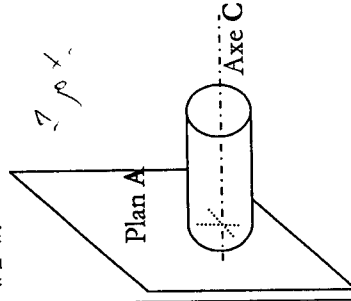


**Contrainte : Orientation - Position**

Par rapport à la référence spécifiée

L'axe « C » de la zone de tolérance doit être perpendiculaire au plan de référence spécifiée « P ».

*2 p x*



*sur 6 p 15*