

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^{er} 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^{er} modif expression $(Y_D + Y_A)$

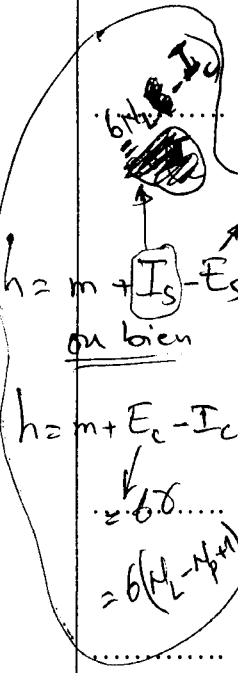
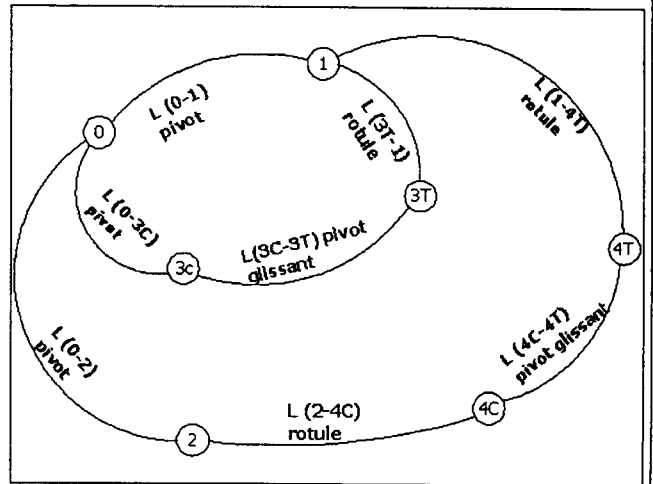
$$a \cdot Y_D = (a + b - \frac{c}{2}) \cdot P \cdot c \Rightarrow Y_D = \frac{c}{a} (a + b - \frac{c}{2}) P \text{ et } Y_A = +Y_D - P \cdot c$$

Application numérique :

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

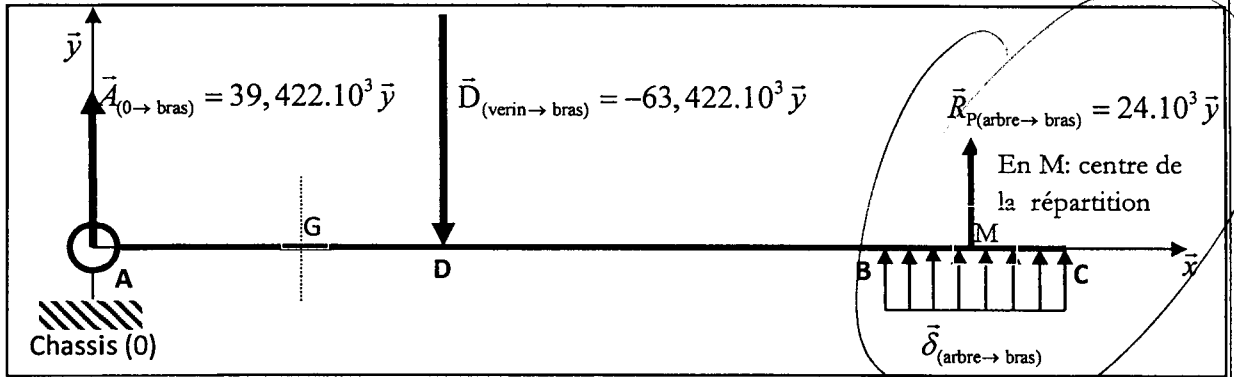
$$\vec{A}_{(0 \rightarrow bras)} = 39,422 \cdot 10^3 \vec{y} \text{ (en Newtons)}$$

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



$m-h = E_s - I_s = I_c$

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



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

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

- $G \in]DB[$

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

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

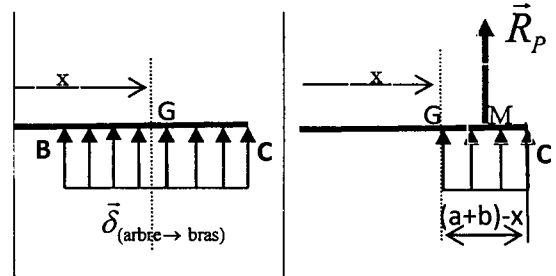
$$D'où : \{T_{coh}\}_G = \begin{Bmatrix} 24 \cdot 10^3 \bar{y} \\ (-24 \cdot 10^3 x + 22,2 \cdot 10^6)\bar{z} \end{Bmatrix}_G$$

- $G \in]BC[$

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

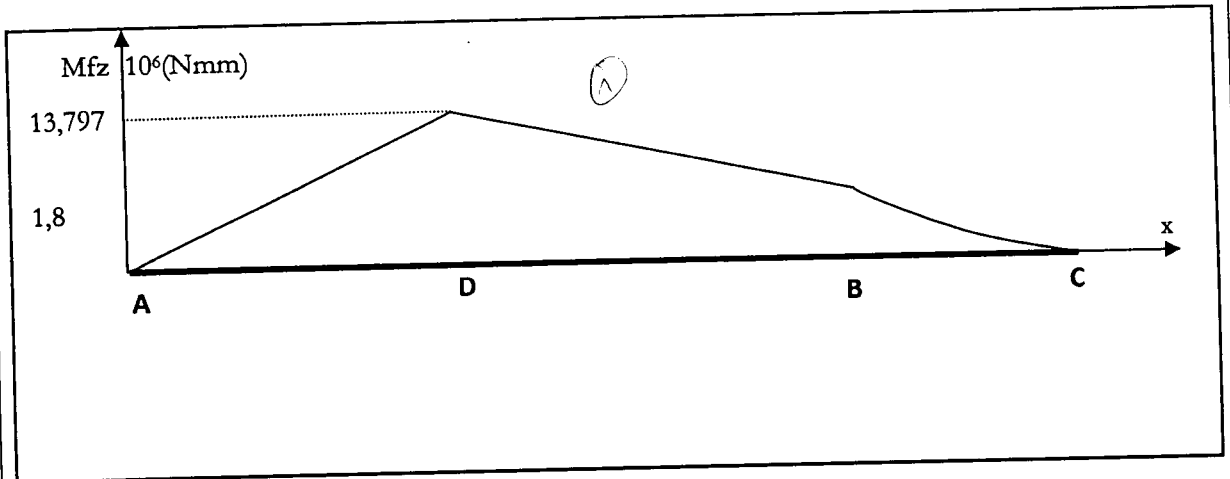
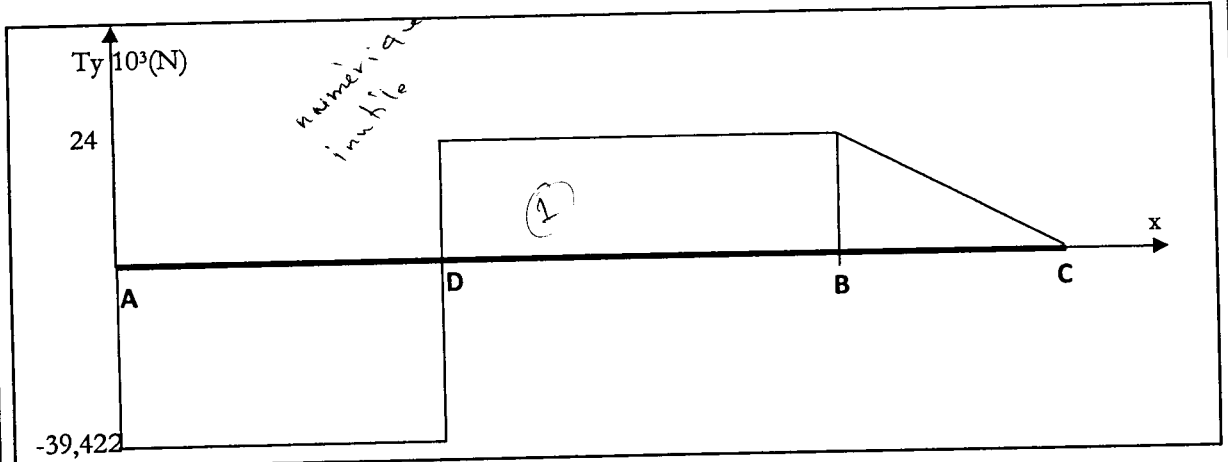
$$\bar{M}_G = (\overline{GM} \wedge \bar{R}_p) = \frac{(a+b-x)^2}{2} p\bar{z}$$

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 .

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

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

$$m_4 \overline{O_4 G_4} \wedge \vec{V}(O_4 \in S_4 / S_0) = m_4 e \vec{y}_4 \wedge (\dot{y} \vec{y}_0 + \dot{x} \vec{x}_2 - (\ell_3 + x - e \sin \varphi) \dot{\theta} \vec{z}_2 - \dot{\varphi} e \vec{x}_4) = -m_4 e \dot{y} \sin \varphi \vec{z}_4$$

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

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 :

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

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

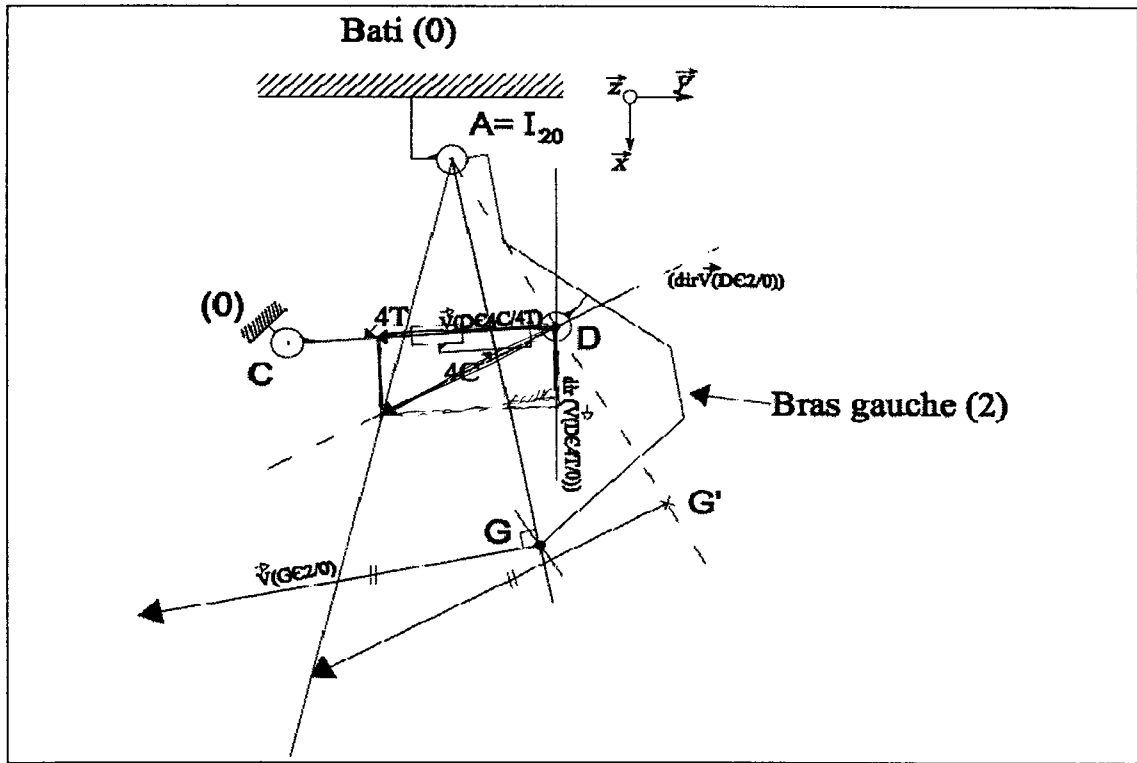
$$\vec{M}_{O_4}(\bar{S}_4 \rightarrow S_4) \cdot \vec{z}_4 = Cm - m_4 e g \sin \theta \cos \varphi$$

Q 26 : TMD appliqué sur S_4 :

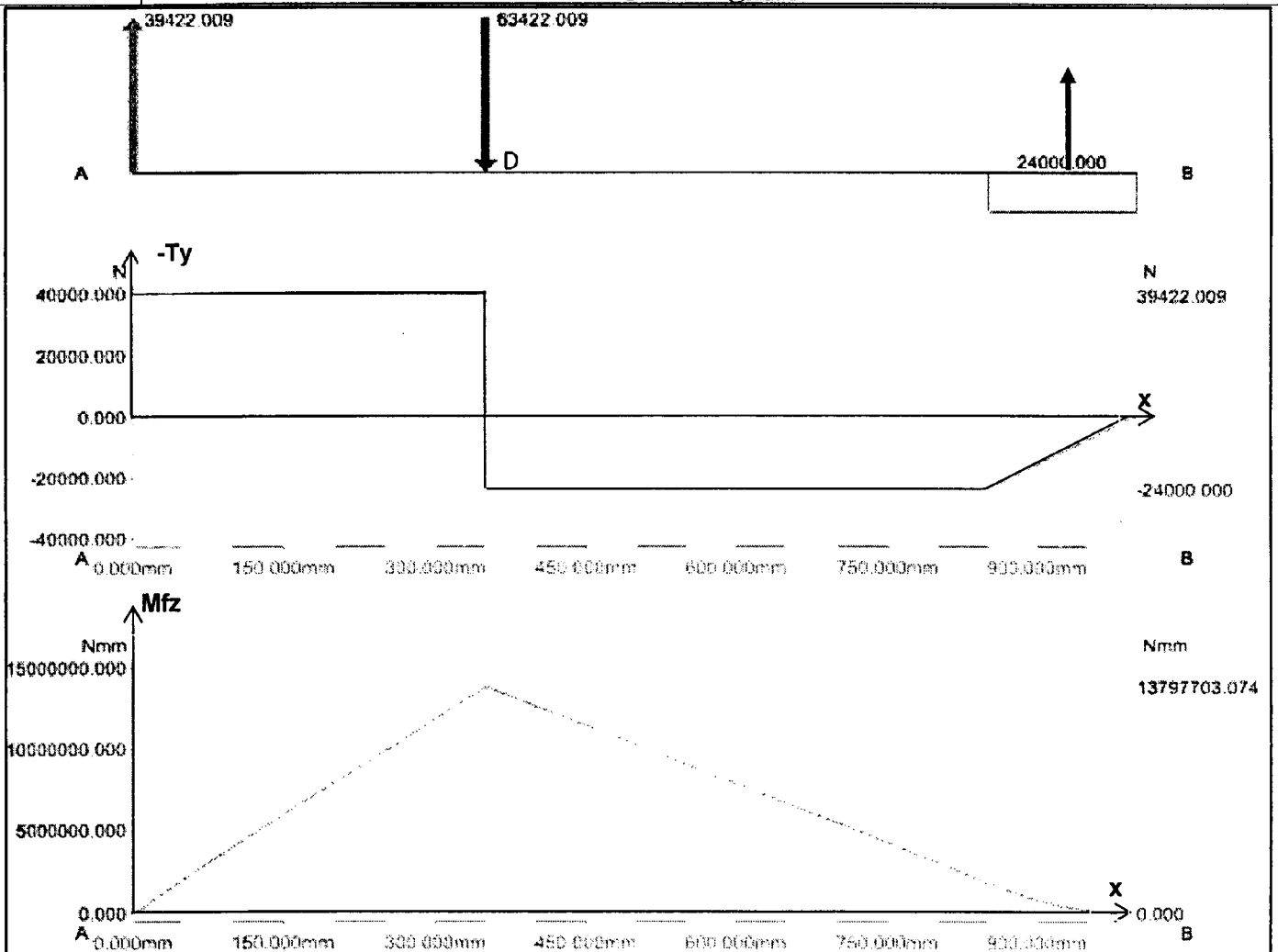
$$Cm = m_4 (e g \sin \theta \cos \varphi - e \dot{y} \sin \varphi)$$

Total :

Cinématique graphique :



Tracé logiciel



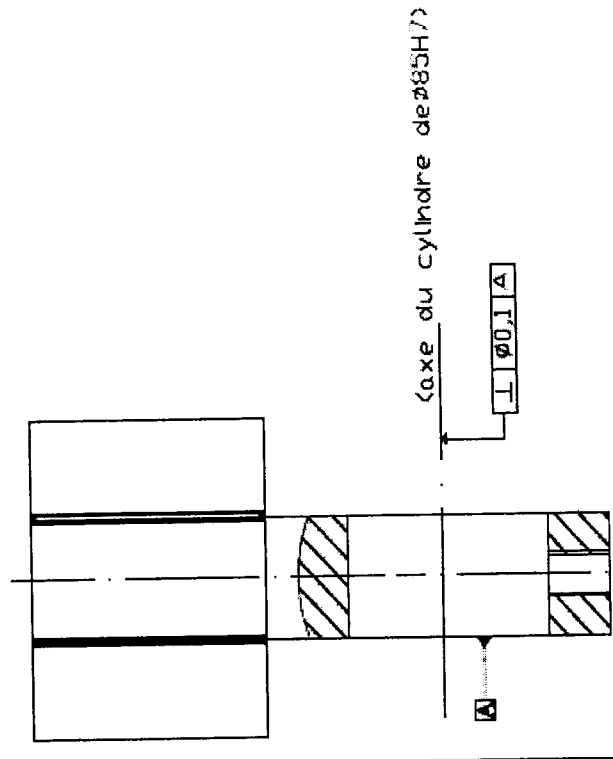
ANALYSE D'UNE SPECIFICATION PAR ZONE DE TOLERANCE

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)		ELEMENTS IDEAUX (points, droites ou plans associés)	
Elément(s) de Tolérancé(s)	Elément(s) de référence	Référence(s) Spécifiées(s)	Zone de tolérance
<u>Unique</u> -Groupe	<u>Unique</u> -Multiples	<u>-Simple</u> -Commune- <u>-Système</u>	<u>-Simple</u> -Composée
Ligne réelle nominale rectiligne. Axe réel d'une surface nominale cylindrique	Surface réelle nominale plane	Plan « P » parfait tangent du cote libre de la matière minimisant l'écart maxi	Volume limité par un cylindre d'axe « C » de diamètre 0,1
<i>Sp</i>	<i>Sp</i>	<i>Sp</i>	<i>Sp</i>
			<p>Contrainte : <u>Orientation</u> - Position Par rapport à la référence spécifiée</p> <p>L'axe « C » de la zone de tolérance doit être perpendiculaire au plan de référence spécifiée « P ».</p>

sur 6 p. 15